

## 明細書

## 冷蔵庫

## 5 技術分野

本発明は、冷凍室用蒸発器及び冷蔵室用蒸発器に冷媒を供給するタイプの冷蔵庫に関する。

## 背景技術

10 従来より、2段圧縮コンプレッサを用いて2つの蒸発器に冷媒を送る冷凍サイクルを有する冷蔵庫としては、下記のようなものが提案されている。

すなわち、凝縮器の出口に開閉弁を設け、この開閉弁の切り替えにより、冷媒を冷蔵用蒸発器（以下、Rエバという）、冷凍用蒸発器（以下、Fエバという）の順番に流してRエバとFエバを同時に冷却する同時冷却モードを行うか、開閉弁からバイパス管を経て冷媒を冷凍用蒸発器（以下、Fエバという）のみに流す冷凍モードを行うことができるものが提案されている（例えば、特許文献1参照）。

## 【特許文献1】特開2002-31459

上記のような冷蔵庫においては、冷蔵室と冷凍室を同時に冷却する同時冷却モードでは、Rエバの蒸発温度とFエバの蒸発温度が同じになり、冷凍サイクルの20 効率を向上させることができないという問題点がある。

また、Rエバの蒸発温度の絶対値が低いため、冷蔵室内の相対湿度が低いという問題点がある。

さらに、開閉弁の切り替えは冷凍室及び冷蔵室のそれぞれの部屋の冷却に必要なときに対して行うことにより、開閉弁のロスや交互冷却中の片側で待ち時間中に25 温度上昇が見られ、細かい温度設定ができず、各部屋の更なる恒温性を得ることができないという問題点がある。

家庭用で普及している冷蔵庫は、冷凍温度帯の区画と冷蔵温度帯の区画を備えたものが一般的であり、一つの蒸発器で庫内を冷却するタイプの冷蔵庫では、冷凍区画及び冷蔵区画への冷気の分配をダンパ等で制御し、全体の負荷に応じて圧縮機のオン／オフを制御するようにしている。また、インバータにより圧縮機の回転数を制御するタイプでは、さらに回転数を細かく制御している。このような構成の冷蔵庫では、蒸発器の出口温度が冷凍区画の温度となるように冷媒を蒸発させている。

さらに、近年、冷凍区画及び冷蔵区画にそれぞれ冷凍蒸発器及び冷蔵蒸発器を有するタイプとして、冷蔵用蒸発器と冷凍用蒸発器とを直列に連結したものがある。このものは、冷凍区画と冷蔵区画の2つの区画を同時に冷却することが可能であるものの、圧縮機の吸込圧力は蒸発温度の低い冷凍用蒸発器の圧力に制限されるため、冷凍サイクルの効率を高めることが困難である。

これに対して、冷凍用蒸発器と冷蔵用蒸発器を並列に連結し、交互に冷却するものでは、逆止弁等を付加することにより、冷蔵室を冷却する冷蔵用蒸発器の蒸発温度が高くなるように制御することにより、冷凍サイクルの効率を高めることができるもの、2つの温度帯の区画を同時に冷却することはできなかった。

【特許文献2】特開2001-12634号公報

【特許文献3】特開2002-147896号公報

20 【特許文献4】特開2001-278934号公報

冷凍用蒸発器と冷蔵用蒸発器を並列に連結した構成において、凝縮器から2つの蒸発器に供給される冷媒を分流すると共にその冷媒流量を調整可能な冷媒流量調節装置を備え、冷凍用蒸発器と冷蔵用蒸発器に同時に冷媒を供給し、2つの温度帯の区画を同時に冷却するものが考えられている。

25 このような構成のものでは、凝縮器と蒸発器とを連結するキャピラリチューブの流量抵抗により冷媒を冷凍用蒸発器と冷蔵用蒸発器に分流しており、各蒸発器

の状態によりキャピラリチューブに流れる冷媒流量を制御することは困難であることから、各蒸発器での冷却能力を制御することはできなかった。

そこで、本出願人は、冷凍用蒸発器と冷蔵用蒸発器への冷媒流量比率（最大流量に対する割合）を弁体の開度に応じて調整可能な調節弁を開発し、その弁体の  
5 開度に応じて一方の蒸発器への冷媒流量を絞り調節することを考えている。つまり、例えば冷蔵用蒸発器への冷媒流量を絞り調節（冷凍用蒸発器への冷媒流量は最大）することにより、冷凍用蒸発器及び冷蔵用蒸発器への同時流しを実現しようとするものである。

しかしながら、冷蔵庫の運転状態に応じて蒸発器への適切な冷媒量が常に変動  
10 することから、一方の蒸発器への冷媒流量を絞り調節するにしても、一方の蒸発器への冷媒流量が適切かを正しく判断する方法がなく、絞り調節を適切に実行できないという課題が依然として残されている。

そこで、一方の蒸発器の入口温度と出口温度とを検出する温度センサを設け、それらの温度センサにより一方の蒸発器の過熱量（出口温度と入口温度との差）  
15 を求め、その過熱量を適切に制御することを考えているものの、それらの温度センサの精度が低い場合には、斯様な過熱量に基づく制御が困難となる。

また、一方の蒸発器への冷媒流量を絞り調節した結果、一方の蒸発器への冷媒供給を停止、或いは最小の冷媒流量比率に絞ったときは、次に一方の蒸発器に冷媒を供給するにしても、通常の制御では、一方の蒸発器に十分な冷媒を供給する  
20 までに遅れを生じ、一方の蒸発器に対する絞り調節に支障を生じる虞がある。

本発明は上記問題点に鑑み、冷蔵室及び冷凍室共に効率的な冷却を行うことができる2段圧縮コンプレッサを有する冷蔵庫を提供するものである。

また、本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、その目的は、冷凍室用蒸発器及び冷蔵室用蒸発器に冷媒を供給するタイプの冷蔵庫において、一方の蒸発器の出口温度と入口温度との差である過熱量に基づいて一方の蒸発器の過熱量が適  
25

切となるように一方の蒸発器への冷媒流量を弁体の開度に応じて絞り調節する場合に、一方の蒸発器の入口温度と出口温度を正確に検出することができる冷蔵庫を提供することにある。

更に、本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、その目的は、冷凍室用蒸発器及び冷蔵室用蒸発器に冷媒を供給するタイプの冷蔵庫において、一方の蒸発器への冷媒流量を弁体の開度に応じて絞り調節する場合に、一方の蒸発器への冷媒供給に遅れを生じてしまうことがない冷蔵庫を提供することにある。

#### 発明の開示

請求項 1 に係る発明は、2段圧縮コンプレッサの高圧側吐出口と凝縮器が接続され、前記凝縮器と三方弁型の流量可変手段が接続され、前記流量可変手段の冷蔵側出口が冷蔵キャピラリーチューブ、冷蔵室用蒸発器を経て前記2段圧縮コンプレッサの中間圧側吸込口と接続され、前記流量可変手段の冷凍側出口が冷凍キャピラリーチューブを経て冷凍室用蒸発器に接続され、前記冷凍室用蒸発器が低圧サクションパイプを経て前記2段圧縮コンプレッサの低圧側吸込口に接続された冷凍サイクルを有した冷蔵庫において、前記流量可変手段により前記冷蔵室用蒸発器と前記冷凍室用蒸発器に冷媒を同時に流す同時冷却モードと、前記冷凍室用蒸発器にのみ冷媒を流す冷凍モードとに切り替え可能であり、前記同時冷却モード中に、前記冷蔵キャピラリーチューブまたは前記冷凍キャピラリーチューブのどちらか一方の冷媒の流れやすい方向に向かう冷媒流量を、前記流量可変手段により調整して、前記冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の入口の温度と出口の温度との差が設定温度差になるように温度差制御を行う制御手段を有することを特徴とする冷蔵庫である。

請求項 2 に係る発明は、2段圧縮コンプレッサの高圧側吐出口と凝縮器が接続され、前記凝縮器と三方弁型の流量可変手段が接続され、前記流量可変手段の冷蔵側出口が冷蔵キャピラリーチューブ、冷蔵室用蒸発器を経て前記2段圧縮コン

プレッサの中間圧側吸込口と接続され、前記流量可変手段の冷凍側出口が冷凍キャピラリーチューブを経て冷凍室用蒸発器に接続され、前記冷凍室用蒸発器が低圧サクションパイプを経て前記2段圧縮コンプレッサの低圧側吸込口に接続された冷凍サイクルを有した冷蔵庫において、前記流量可変手段により前記冷蔵室用  
5 蒸発器と前記冷凍室用蒸発器に冷媒を同時に流す同時冷却モードと、前記冷凍室用蒸発器にのみ冷媒を流す冷凍モードとに切り替え可能であり、前記同時冷却モード中に、前記冷蔵キャピラリーチューブまたは前記冷凍キャピラリーチューブのどちらか一方の冷媒の流れやすい方向に向かう冷媒流量を、前記冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の近傍にある送風機の回転数により調整して、前記冷媒の  
10 流れやすい方向にある蒸発器の入口の温度と出口の温度との差が設定温度差になるように温度差制御を行う制御手段を有することを特徴とする冷蔵庫である。

請求項3に係る発明は、2段圧縮コンプレッサの高圧側吐出口と凝縮器が接続され、前記凝縮器と三方弁型の流量可変手段が接続され、前記流量可変手段の冷蔵側出口が冷蔵キャピラリーチューブ、冷蔵室用蒸発器を経て前記2段圧縮コン  
15 プレッサの中間圧側吸込口と接続され、前記流量可変手段の冷凍側出口が冷凍キャピラリーチューブを経て冷凍室用蒸発器に接続され、前記冷凍室用蒸発器が低圧サクションパイプを経て前記2段圧縮コンプレッサの低圧側吸込口に接続された冷凍サイクルを有した冷蔵庫において、前記流量可変手段により前記冷蔵室用蒸発器と前記冷凍室用蒸発器に冷媒を同時に流す同時冷却モードと、前記冷凍室  
20 用蒸発器にのみ冷媒を流す冷凍モードとに切り替え可能であり、前記同時冷却モード中に、前記冷蔵キャピラリーチューブまたは前記冷凍キャピラリーチューブのどちらか一方の冷媒の流れやすい方向に向かう冷媒流量を、前記流量可変手段により調整するか、または、前記冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の近傍にある送風機の回転数により調整して、前記冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の入  
25 口の温度と出口の温度との差が設定温度差になるように温度差制御を行う制御手段を有することを特徴とする冷蔵庫である。

請求項 4 に係る発明は、前記冷蔵キャピラリーチューブの方が、前記冷凍キャピラリーチューブより冷媒が流れやすいことを特徴とする請求項 1 から 3 のうち少なくとも一項に記載の冷蔵庫である。

請求項 5 に係る発明は、前記冷蔵キャピラリーチューブまたは前記冷凍キャピラリーチューブのどちらか一方の冷媒の流れにくい方向にある蒸発器の下流側に、  
5 アキュムレータを設けることを特徴とする請求項 1 から 3 のうち少なくとも一項に記載の冷蔵庫である。

請求項 6 に係る発明は、前記冷媒が流れやすい方向にある蒸発器の入口と出口にそれぞれ温度センサを設け、前記制御手段は、前記両温度センサを用いて前記  
10 入口の温度と前記出口の温度とを測定することを特徴とする請求項 1 から 3 のうち少なくとも一項に記載の冷蔵庫である。

請求項 7 に係る発明は、前記制御手段は、前記冷凍モードにおいて前記 2 段圧縮コンプレッサの能力を調整して前記冷凍室用蒸発器の温度を制御することを特徴とする請求項 1 から 3 のうち少なくとも一項に記載の冷蔵庫である。

15 請求項 8 に係る発明は、前記制御手段は、前記同時冷却モードの開始一定時間後に前記温度差制御を行うことを特徴とする請求項 1 から 3 のうち少なくとも一項に記載の冷蔵庫である。

請求項 9 に係る発明は、前記制御手段は、前記温度差制御の開始時には、前記  
流量調整手段の冷蔵側出口を全開状態とし、前記同時冷却モードの終了時には全  
20 閉状態とすることを特徴とする請求項 1 または 3 記載の冷蔵庫である。

請求項 10 に係る発明は、前記制御手段は、前記入口の温度と前記出口の温度との差が所定温度差より大きいときは低速で、前記所定温度差より小さいときは高速で前記送風機を回転させることを特徴とする請求項 2 記載の冷蔵庫である。

請求項 11 に係る発明は、前記制御手段は、前記流量調整手段の流量調整と共に  
25 前記送風機の回転数を調整することを特徴とする請求項 3 記載の冷蔵庫である。

請求項 1 2 に係る発明は、前記制御手段は、前記流量調整手段の前記冷媒が流れやすい方向にある出口における冷媒の流量が所定量より少ないとときは前記送風機の回転数を所定回転数より高くすることを特徴とする請求項 3 記載の冷蔵庫である。

5 請求項 1 3 に係る発明は、前記制御手段は、前記流量調整手段の前記冷媒が流れやすい方向にある出口における冷媒の流量が所定量より多いときは前記送風機の回転数を所定回転数より低くすることを特徴とする請求項 3 記載の冷蔵庫である。

請求項 1 4 に係る発明は、前記制御手段は、前記入口の温度と前記出口の温度  
10 との温度差が所定温度差より大きいときは前記流量可変手段により調整し、その温度差が前記所定温度差より小さいときは前記送風機で調整して前記温度差制御を行うことを特徴とする請求項 3 記載の冷蔵庫である。

本発明の冷蔵庫は、圧縮機から吐出されるガス状冷媒を液化する凝縮器を設け、この凝縮器から流入した冷媒が流出する 2 つの弁口を有し、それらの弁口を通じて流出する冷媒流量を当該弁口の全開時における冷媒流量に対する流量比率として調節可能な冷媒流量調節手段を設け、この冷媒流量調節手段の各弁口から流出した冷媒がそれぞれ流入する冷凍用蒸発器及び冷蔵用蒸発器を設け、一方の蒸発器の入口温度と出口温度を検出する温度センサを設け、前記冷凍用蒸発器及び冷蔵用蒸発器により冷却される冷凍区画及び冷蔵区画の冷却状態に基づいて冷凍サイクル運転を実行する制御手段を設けた上で、前記制御手段は、前記冷媒流量調節手段に対して前記温度センサが検出した一方の蒸発器の出口温度と入口温度との差である過熱量が目標過熱量となるように少なくとも一方の蒸発器への冷媒流量を絞り調節すると共に、一方の蒸発器の入口温度と出口温度とが同一であるとみなすことができる所定条件が成立したときは、前記温度センサによる検出温度  
20 が同一となるように校正してから通常制御に復帰するものである(請求項 1 5)。  
25

上記構成において、前記制御手段は、電源投入時に、前記所定条件が成立したと判断するようにしてもよい（請求項16）。

- 本発明の冷蔵庫は、圧縮機から吐出されるガス状冷媒を液化する凝縮器を設け、この凝縮器から流入した冷媒が流出する2つの弁口を有し、それらの弁口を通じて流出する冷媒流量を当該弁口の全開に対する流量比率として調節可能な冷媒流量調節手段を設け、この冷媒流量調節手段の各弁口から流出した冷媒がそれぞれ流入する冷凍用蒸発器及び冷蔵用蒸発器を設け、一方の蒸発器の出口温度を検出する温度センサを設け、前記冷凍用蒸発器及び冷蔵用蒸発器により冷却される冷凍区画及び冷蔵区画の冷却状態に基づいて冷凍サイクル運転を実行すると共に、  
10 前記温度センサによる検出温度に基づいて除霜運転を実行する制御手段を設けた上で、前記制御手段は、前記冷媒流量調節手段に対して少なくも一方の蒸発器への冷媒流量を絞り調節すると共に、一方の蒸発器の除霜運転の実行中に前記温度センサによる検出温度の一定状態が継続したときは、そのときの検出温度が零となるように校正するものである（請求項17）。
- 15 本発明の冷蔵庫は、圧縮機から吐出されるガス状冷媒を液化する凝縮器を設け、この凝縮器から流入した冷媒が流出する2つの弁口を有し、それらの弁口を通じて流出する冷媒流量を当該弁口の全開時における冷媒流量に対する流量比率として調節可能な冷媒流量調節手段を設け、この冷媒流量調節手段の各弁口から流出した冷媒がそれぞれ流入する冷凍用蒸発器及び冷蔵用蒸発器を設け、前記冷凍用蒸発器及び冷蔵用蒸発器により冷却される冷凍区画及び冷蔵区画の冷却状態に基づいて冷凍サイクル運転を実行する制御手段を設けた上で、前記制御手段は、前記冷媒流量調節手段に対して少なくとも一方の蒸発器への冷媒流量を絞り調節すると共に、一方の蒸発器への冷媒供給の停止状態が発生したとみなすことができる所定条件が成立したときは一方の蒸発器への冷媒流量比率を所定の戻し値に制御するものである（請求項18）。

上記構成において、前記制御手段は、前記冷媒流量調節手段に対して一方の蒸発器への弁口が全閉状態または最小開度となるように制御したときに前記所定条件が成立したと判断するようにしてもよい（請求項19）。

また、一方の蒸発器の出口温度を検出する温度センサを設けた上で、前記制御  
5 手段は、前記温度センサによる検出温度の上昇率が所定値を上回ったときに前記所定条件が成立したと判断するようにしてもよい（請求項20）。

また、一方の蒸発器の入口温度と出口温度の温度を検出する温度センサを設けた上で、前記制御手段は、前記温度センサが検出した一方の蒸発器の出口温度と入口温度との差が所定値よりも小さく且つ一方の蒸発器の入口温度と一方の蒸發  
10 器の冷却対象区画との温度差が所定値よりも小さくなったときに前記所定条件が成立したと判断するようにしてもよい（請求項21）。

また、前記制御手段は、前記冷媒流量調節手段に対して前記所定条件が成立したと判断して一方の蒸発器への冷媒流量比率を前記戻し値に制御した状態で一方の蒸発器への冷媒流量が不足していると判断した場合は次の戻し値が小となるよう  
15 に設定すると共に、冷媒流量が過剰であると判断した場合は次の戻し値が大となるように設定するようにしてもよい（請求項22）。

また、前記制御手段は、前記圧縮機の回転数が高い場合は前記戻し値を高く変更するのが望ましい（請求項23）。

また、前記制御手段は、外気温が低い場合は、前記戻し値の変更を実行しない  
20 ののが望ましい（請求項24）。

請求項1に係る発明の冷蔵庫においては、同時冷却モード中に、冷媒の流れやすい方向に向かう冷媒流量を、流量可変手段により調整して、冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の入口の温度と出口の温度との差が設定温度差になるように温度差制御を行っている。これにより、冷媒の流れやすい方向にある蒸発器において、液冷媒が蒸発してガス冷媒となり、2段圧縮コンプレッサに液バックが起こ  
25

ることがない。また、液冷媒が蒸発することによりその蒸発器の冷却を確実に行うことができる。

- 請求項 2 に係る発明の冷蔵庫であると、流れやすい方向に向かう冷媒流路を、  
冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の近傍にある送風機の回転数により調整して、  
5 冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の入口の温度と出口との温度との差が設定温  
度差になるように温度差制御を行っている。これにより、冷媒の流れやすい方向  
にある蒸発器において、液冷媒が蒸発してガス冷媒となり、2段圧縮コンプレッ  
サに液バックが起こることがない。また、液冷媒が蒸発することによりその蒸発  
器の冷却を確実に行うことができる。
- 10 請求項 3 に係る発明の冷蔵庫においては、冷媒の流れやすい方向に向かう冷媒  
流量を、流量可変手段により調整するか、または、冷媒の流れやすい方向にある  
蒸発器の近傍にある送風機の回転数により調整して、冷媒の流れやすい方向にある  
蒸発器の入口の温度と出口の温度との差が設定温度差になるように温度差制御  
を行っている。これにより、冷媒の流れやすい方向にある蒸発器において、液冷  
15 媒が蒸発してガス冷媒となり、2段圧縮コンプレッサに液バックが起こることが  
ない。また、液冷媒が蒸発することによりその蒸発器の冷却を確実に行うことが  
できる。
- 請求項 4 に係る発明の冷蔵庫においては、冷蔵キャピラリーチューブの方が冷  
凍キャピラリーチューブより冷媒が流れやすい構造にし、冷媒の流量調整により  
20 冷蔵用蒸発器の温度を制御する。これによって、冷蔵用蒸発器の温度を確実に制  
御することができる。また、冷蔵用蒸発器から2段圧縮コンプレッサの中間圧側  
吸込ローハー液バックが起こることがない。
- 請求項 5 に係る発明の冷蔵庫においては、流れにくい方向にある蒸発器の下流  
側にアキュムレータを設けることにより、この冷媒の流れにくい方向にある蒸発  
25 器から2段圧縮コンプレッサへ液バックが起こることがない。

請求項 6 に係る発明の冷蔵庫においては、冷媒が流れやすい方向にある蒸発器の入口と出口とにそれぞれ温度センサを設けることにより、その入口の温度と出口の温度とを確実に測定することができる。

請求項 7 に係る発明の冷蔵庫においては、冷凍モードにおいて 2 段圧縮コンプレッサの能力を調整して冷凍室用蒸発器の温度を制御することにより、冷凍室用蒸発器の温度を正確に制御することができる。

請求項 8 に係る発明の冷蔵庫においては、同時冷却モードの開始一定時間後に温度差制御を行うことにより、冷凍モードから同時冷却モードに切り替わった後、または、冷蔵庫が起動して同時冷却モードを開始し、その状態が安定した後に温度差制御を行うことができる。

請求項 9 に係る発明の冷蔵庫においては、温度差制御の開始時には流量調整手段の冷媒側出口を全開状態とすることにより、温度差制御を確実に行うことができる。

請求項 10 に係る発明の冷蔵庫においては、入口の温度と出口の温度との差が所定温度差より大きいときは低速で、所定温度差より小さいときは高速で回転させることにより、冷媒の量を適切に制御でき、冷媒が流れやすい方向にある蒸発器における冷媒の蒸発を確実に行うことができる。即ち、所定温度差より大きいときは低速で送風機を回転させて液冷媒の蒸発を抑制し、所定温度差より小さいときは高速で送風機を回転させて液冷媒の蒸発を促進させるものである。

請求項 11 に係る発明の冷蔵庫においては、流量調整手段の流量調整と共に送風機の回転数を調整することにより、温度差制御を正確に行うことができる。

請求項 12 に係る発明の冷蔵庫においては、流量調整手段の冷媒が流れやすい方向にある出口における冷媒の流量が所定量より少ないときは送風機の回転数を所定回転数より高くして液冷媒の蒸発を促進させる。これにより、冷媒が流れやすい方向にある蒸発器の内部の液冷媒の蒸発を確実に行うことができる。

- 請求項 1 3 に係る発明の冷蔵庫においては、流量調整手段における冷媒が流れやすい方向にある出口の冷媒の流量が所定量より大きいときは送風機の回転数を所定回転数より低くして、液冷媒の蒸発を抑制する。これにより、冷媒が流れやすい方向にある蒸発器の内部の液冷媒の蒸発を確実に行うことができると共に、  
5 その蒸発器の冷却を確実に行うことができる。

- 請求項 1 4 に係る発明の冷蔵庫においては、入口の温度と出口の温度との温度差が所定温度差より大きいときは流量可変手段により調整して設定温度差になるように温度差制御し、その温度差が所定温度差より小さいときは送風機で調整して温度差制御を行うことにより、確実に設定温度差に制御することができる。  
10 請求項 1 5 の発明によれば、一方の蒸発器の過熱量が目標過熱量となるように一方の蒸発器への冷媒流量を調整する場合に、一方の蒸発器の入口温度と出口温度とが同一であるとみなすことができる所定条件が成立したときは、それらの温度を検出する温度センサの検出温度が同一となっているはずであることから、温度センサの検出温度を同一となるように校正することにより、以降における温度  
15 センサによる制御の信頼性を高めることができる。

- 請求項 1 6 の発明によれば、冷蔵庫が工場から出荷されて電源が投入されるまでは、蒸発器の温度はプラス温度で同一である。従って、電源投入時においては、一方の蒸発器の入口温度と出口温度とが同一であることから、そのときは、温度センサが検出する入口温度と出口温度とが同一となるように校正することにより、  
20 以降における温度センサによる制御の信頼性を高めることができる。

- 請求項 1 7 の発明によれば、除霜運転により蒸発器に付着した霜の解凍中は、蒸発器の出口温度が 0 °C の状態が継続することから、除霜運転の実行中にこのような状態となったときは、温度センサの検出温度が零となるように校正することにより、以後の除霜運転を確実に実行することができる。

- 25 一方の蒸発器への冷媒供給が停止した場合は、一方の蒸発器への冷媒量が不足となり、通常制御により冷媒を供給するにしても、一方の蒸発器の冷媒量の不足

状態を解消するのに時間を要するものの、請求項 18 の発明によれば、一方の蒸発器への冷媒供給が停止したとみなすことができる所定条件が成立したときは一方の蒸発器への冷媒流量比率を所定の戻し値に制御することにより、一方の蒸発器に十分な量の冷媒を一気に供給して迅速に冷却することができる。

5 請求項 19 の発明によれば、制御手段は、自分自身による制御結果に応じて一方の蒸発器への冷媒供給が停止したと判断することができるので、特別な手段を用いることなく容易に実施することができる。

請求項 20 の発明によれば、一方の蒸発器への冷媒供給が停止したときは、一方の蒸発器の出口温度の上昇率が通常よりも高くなるので、そのことを検出することにより、一方の蒸発器への冷媒供給が停止したことを確実に検出することができる。

請求項 21 の発明によれば、一方の蒸発器への冷媒供給が停止したときは、一方の蒸発器の出口温度が上昇するのに伴って入口温度も上昇するのに加えて、一方の蒸発器の入口温度と一方の蒸発器の冷却対象区画との温度差が所定値よりも小さくなるので、そのことを検出することにより、一方の蒸発器への冷媒供給が停止したことを確実に判断することができる。

一方の蒸発器への冷媒流量が不足していると判断したときは、一方の蒸発器への冷媒流量比率を所定の戻し値に制御することにより、一方の蒸発器を迅速に冷却することが可能となるものの、その戻し値への制御状態での冷媒流量が適切でない場合もある。

そこで、請求項 22 の発明によれば、冷媒流量の過不足に応じて次の戻し値を設定することにより、次に一方の蒸発器への冷媒流量比率を戻し値に制御した際に、戻し値による冷媒流量を適切な制御することが可能となる。

請求項 23 の発明によれば、一方の蒸発器への冷媒流量を絞り調節していると25 いう事情から、圧縮機の回転数が高い場合は、冷媒の絞り部での圧力損失が大きくなり、冷却効率が低下するものの、圧縮機の回転数が高い場合は、一方の蒸発

器への冷媒流量比率に上限値を設けることにより、一方の蒸発器への冷媒流量を高めて圧力損失を防止することができる。

冷蔵庫が設置された外気温が低い場合は、冷凍サイクルの負荷が小さくなり、一方の蒸発器の過熱量に基づく冷媒流量比率の制御を適切に実行することができ  
5 ることから、外気温が低い状態で上限値を高く変更した場合は、一方の蒸発器への冷媒量が過剰となりか熱量が過度にオーバーシュートするものの、請求項24の発明によれば、外気温が低い場合は上限値の変更を実行しないことにより、一方の蒸発器内への冷媒流量が過剰となることを防止できる。

## 10 図面の簡単な説明

以下の図面と関連付けて考慮される以下に記載した詳細な説明を参照することで、本発明のより多くのすべての価値やそれに付随して得られる多くの利点がよりよく理解されよう。

15 図1は本発明の一実施形態を示す冷凍サイクルの構成図であり、同時冷却モードにおける状態である。

図2は同じく冷凍サイクルの冷凍モードにおける状態である。

図3は本実施形態の冷蔵庫の縦断面図である。

図4は本実施形態の冷蔵庫のブロック図である。

20 図5は本実施形態による同時冷却モードにおけるフローチャートである。

図6は本実施形態によるPMVにおけるパルス数と開度の状態を示す表である。

図7は本発明の他の一実施形態における冷凍システムを示す概略図である。

図8は本発明の他の一実施形態による冷蔵庫の縦断面図である。

図9は本発明の他の一実施形態による圧縮機の縦断面図である。

25 図10は本発明の他の一実施形態による調節弁の横断面図である。

図11はこの調節弁の弁体の溝部と弁口との連通状態を示す要部の断面図である。

図12はこの調節弁の弁体の開度に応じた溝部と弁口との位置関係を示す横断面図である。

5 図13はこの調節弁の開度と冷媒の流量比率との関係を示す図である。

図14はこの調節弁の(a)正面図、(b)側面図である。

図15は本発明の他の一実施形態における冷凍サイクルの冷媒の流れを示す模式図である。

図16は本発明の他の一実施形態による制御装置のスーパーヒート制御を示す  
10 フローチャート(その1)である。

図17は図16に示した制御における調節弁の開度と冷蔵用蒸発器の過熱量との関係を示す図である。

図18は本発明の他の一実施形態による制御装置のスーパーヒート制御を示す  
フローチャート(その2)である。

15 図19は図18に示した制御における調節弁の開度と冷蔵用蒸発器の過熱量との関係を示す図である。

図20は本発明の他の一実施形態による制御装置のスーパーヒート制御を示す  
フローチャート(その3)である。

20 図21は図20に示した制御における調節弁の開度と冷蔵用蒸発器の過熱量との関係を示す図である。

図22はこの調節弁の弁体の開度の上限値の設定値の一例を示す図である。

図23は本発明の他の一実施形態による制御装置の戻し制御を示すフローチャートである。

25 図24はこの戻し制御時の調節弁の開度と冷蔵用蒸発器の出口温度との関係を示す図である。

図25はこの戻し制御時の調節弁の開度と冷蔵用蒸発器の過熱量との関係を示す図である。

図26は異なる戻し制御時の調節弁の開度と冷蔵用蒸発器の出口温度との関係を示す図である。

5 図27は本発明の他の一実施形態による除霜時の蒸発器の出入口温度の変化を示す図である。

図28は本発明の他の一実施形態による除霜運転後の冷凍サイクルの冷媒の流れを示す模式図である。

10 図29は本発明の他の一実施形態による冷凍用蒸発器冷却優先制御時の冷凍サイクルの冷媒の流れを示す模式図である。

図30は本発明の他の一実施形態による冷蔵用蒸発器への冷媒流量が減少した状態の冷凍サイクルの冷媒の流れを示す模式図である。

図31は本発明の他の一実施形態による冷媒回収制御時の冷凍サイクルの冷媒の流れを示す模式図である。

15 図32は本発明の他の一実施形態による異なる冷媒回収制御時の冷凍サイクルの冷媒の流れを示す模式図である。

図33は本発明の変形例における冷凍サイクルの冷媒の流れを示す模式図である。

図34は本発明の変形例によるP.I.D制御を示す図である。

20 ✓

### 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施形態を図面にもとづいて説明する。なお、全図面にわたり同一構成要素には同一符号を付してある。

25 まず最初に、本発明の一実施形態を図1～図6に基づいて説明する。

#### (1) 冷蔵庫1Aの構造

まず、冷蔵庫 1 A の構造について図 3 に基づいて説明する。

冷蔵庫 1 A 内部は、上段から冷蔵室 2 A、野菜室 3 A、製氷室 4 A、冷凍室 5 A が設けられている。

冷凍室 5 A の背面にある機械室 6 A には、能力可変型の 2 段圧縮コンプレッサ  
5 (以下、単にコンプレッサという) 12 A が設けられている。

製氷室 4 A の背面には、製氷室 4 A と冷凍室 5 A を冷却するための冷凍室用蒸発器 (以下、F エバという) 26 A が設けられている。

さらに、野菜室 3 A の背面には、冷蔵室 2 A と野菜室 3 A を冷却するための冷蔵室用蒸発器 (以下、R エバという) 18 A が設けられている。

10 F エバ 26 A の上方には、F エバ 26 A によって冷却された冷気を製氷室 4 A と冷凍室 5 A に送風するための送風ファン (以下、F ファンという) 27 A が設けられている。

R エバ 18 A の上方には、R エバ 18 A で冷却された冷気を冷蔵室 2 A と野菜室 3 A に送風するための送風ファン (以下、R ファンという) 19 A が設けられ  
15 ている。

冷蔵庫 1 A の天井部後方には、マイクロコンピューターよりなる制御部 7 A が設けられている。

また、冷蔵室 2 A には、庫内温度を測定する R センサ 8 A が配され、冷凍室 5 A には、庫内温度を測定する F センサ 9 A が配されている。

20

## (2) 冷凍サイクル 10 A の構造

冷蔵庫 1 A における冷凍サイクル 10 A の構造について図 1 と図 2 に基づいて説明する。

コンプレッサ 12 A の高圧側吐出口には凝縮器 14 A が接続され、凝縮器 14  
25 A には、パルスマータバルブ (以下、PMV という) 15 A が接続されている。この PMV 15 A は、三方弁型であり、一つの入口と 2 つの出口がある。これら

2つの出口、すなわち、冷蔵側出口と冷凍側出口から流れ出る冷媒の量は、両出口のバルブの開度をパルスモータによってそれぞれ調整することにより行う。この調整は、制御部 7 Aから前記パルスモータへ出力されるパルスの数によって決まり、図 6 に示すような関係となっている。この PMV 15 Aであると、全開状態から全閉状態に調整する場合にパルスによりリニアにその開度を調整することができる。

PMV 15 Aの冷蔵側出口には、冷蔵キャピラリーチューブ（以下、R キャピラリーチューブという）16 A、R エバ 18 Aが順番に接続されている。

R エバ 18 Aの出口側は、中間圧サクションパイプ 22 Aを経てコンプレッサ 12 Aの中間圧側吸込口に接続されている。

PMV 15 Aの冷凍側出口は、冷凍キャピラリーチューブ（以下、F キャピラリーチューブという）24 Aを経て F エバ 26 Aに接続されている。F エバ 26 Aの出口側は低圧サクションパイプ 28 Aを経てコンプレッサ 12 Aの低圧側吸込口に接続されている。また、低圧サクションパイプ 28 Aの経路中には、アクチュエータ 30 Aが設けられている。

R キャピラリーチューブ 16 Aと中間圧サクションパイプ 22 Aとは近接して設けられ、熱交換が可能なようになっている。このように R キャピラリーチューブ 16 Aから中間圧サクションパイプ 22 Aに熱を与えることにより、中間圧サクションパイプ 22 A中の液冷媒を気化させることができ、コンプレッサ 12 A 20 に液バックをするのを防止することができる。

F キャピラリーチューブ 24 Aと低圧サクションパイプ 28 Aも近接して熱交換が可能なようになっている。このように F キャピラリーチューブ 24 Aから低圧サクションパイプ 28 Aに熱を与えることにより液冷媒が気化してコンプレッサ 12 Aへの液バックを防止することができる。

また、Rエバ18Aの入口には、Rエバ18Aへ流入する冷媒の温度を測定する入口センサ32Aが設けられ、出口にはRエバ18Aから流出する冷媒の温度を測定する出口センサ34Aが設けられている。

5 (3) 冷蔵庫1Aの電気的構成

次に、図4に基づいて、冷蔵庫1Aの電気的構成について説明する。

冷蔵庫1Aの制御を行う制御部7Aに、コンプレッサ12Aのモータ、Rファン19A、Fファン27A、PMV15A、Rセンサ8A、Fセンサ9A、入口センサ32A、出口センサ34Aが接続されている。

10 制御部7Aは、予め記憶されたプログラム（下記で示す動作状態を実現するプログラム）に基づいて、Rセンサ8Aによって検出した冷蔵室2Aの庫内温度（以下、R温度という）とFセンサ9Aによって検出した冷凍室5Aの庫内温度（以下、F温度という）と入口センサ32Aと出口センサ34Aの検出温度に基づいて、コンプレッサ12A、Rファン19A、Fファン27A及びPMV15Aを  
15 制御する。

(4) 冷蔵庫1Aの動作状態

次に、制御部7Aに基づく冷蔵庫1Aの制御状態について説明する。

制御部7Aは、PMV15Aにパルスを出力することにより、冷蔵室2A、野菜室3A（以下、まとめて冷蔵室2Aという）と製氷室4Aと冷凍室5A（以下、まとめて冷凍室5Aという）を同時に冷却する同時冷却モードと、冷凍室5Aのみを冷却する冷凍モードを行うことができる。

(4-1) 冷凍モード

25 まず、冷凍モードについて説明する。

冷凍モードは、図2に示すように、PMV 15Aの冷蔵側出口を閉塞し、冷凍側出口にのみ冷媒が流れるようとする。冷媒の流れとしては、コンプレッサ12A、凝縮器14A、PMV 15A、Fキャピラリーチューブ24A、Fエバ26Aを経て低圧サクションパイプ28Aを通りコンプレッサ12Aに戻る経路である。

そして、コンプレッサ12Aを動作させることにより、Fエバ26Aが冷却され、冷凍室5Aが冷却される。

図6に示すように、冷凍モードにおいて制御部7AがPMV 15Aに出力するパルス数は61パルスである。すると、PMV 15Aの冷蔵側出口を閉塞し、冷凍側出口にのみ冷媒が流れる。

また、冷凍室5Aの庫内温度の調整は、Fセンサ9Aで検出した温度に基づいて、コンプレッサ12Aを能力を可変させることにより行う。例えば、庫内温度が上昇したときはコンプレッサ12Aのモータの運転周波数を上げる。

#### 15 (4-2) 同時冷却モード

次に、同時冷却モードについて説明する。

同時冷却モードは、図1に示すようにPMV 15Aの2つの出口から同時に冷媒を流すことにより、Rエバ18AとFエバ26Aを同時に冷却して、冷蔵室2Aと冷凍室5Aを同時に冷却するモードである。

20 この同時冷却モードにおける冷媒の流れとしては、2つ存在する。

第1の流れは、コンプレッサ12Aから凝縮器14Aに流れ、PMV 15Aを経てRキャピラリーチューブ16A、Rエバ18A、中間圧サクションパイプ22Aを経てコンプレッサ12Aに戻る経路である。第2の流れは、コンプレッサ12Aから凝縮器14Aに流れ、PMV 15AからFキャピラリーチューブ24Aを経て、Fエバ26A、低圧サクションパイプ28Aを経てコンプレッサ12Aに戻る経路である。

この場合に、Fキャピラリーチューブ24Aの径よりもRキャピラリーチューブ16Aの径を太くして冷媒の流量抵抗を小さくして、Fキャピラリーチューブ24AよりもRキャピラリーチューブ16Aの方に冷媒が流れ易い状態となっている。

5 図6に示すように、同時冷却モードにおいて制御部7AがPMV15Aに出力するパルス数は70～81パルスである。すると、PMV15Aの冷凍側出口は全開であり、冷蔵側出口の開度を調整して冷媒の流量調整ができる。

また、Rエバ18Aの内部における冷媒の状態としては、Rエバ18Aの入口では液冷媒であって、Rエバ18A内部で液冷媒が蒸発して、出口直前ではガス10 冷媒となっている。これにより、中間圧サクションパイプ22Aを経てコンプレッサ12Aの中間圧側吸込口に液バックを起こすことがない。このように出口直前でガス冷媒とするために、Rエバ18Aの入口付近と出口付近における温度を入口センサ32A、出口センサ34Aでそれぞれ測定し、その測定した入口温度と出口温度との差（出口温度－入口温度）が設定温度差になるように、PMV15AのRエバ18Aへの冷媒の流量を調整する。この設定温度差としては、1°C15 から5°Cであり、好適には2°Cから4°Cである。

この温度差制御方法について下記で説明する。

#### (4-3) 第1の温度差制御方法

20 ✓ 第1の温度差制御方法について、図5のフローチャートに基づいて説明する。  
冷凍モードから同時冷却モードに切り替わると図5における同時冷却モードにおける第1の温度差制御方法を行う。

ステップS1において、PMV15Aに制御部7Aが75パルスを出力する。  
すると、PMV15Aは冷蔵側出口を半開き状態とし、冷凍側出口を全開状態と25 する。

ステップS 2において、この状態を1分間維持する。これによって、冷凍サイクル10A内部に冷媒が行き渡り冷凍サイクル10Aも状態が安定する。

ステップS 3において、入口センサ32Aと出口センサ34Aの検出した温度の差が何°Cであるかを判断する。ここで、上記した設定温度差を4°Cとする。そして、設定温度差が4°Cであれば、Rエバ18A内部における液冷媒が出口直前で全て蒸発してガス冷媒となり、Rエバ18Aを目的の温度に冷却し、コンプレッサ12Aへも液バックが起こることがない状態となっている。そのため、設定温度差が4°Cの場合にはステップS 2に戻り、この状態を1分間維持し再びステップS 3に進む。

ステップS 3における温度差が3°C以下の場合には、設定温度差よりも低いため、液冷媒がRエバ18A内部で全て蒸発せず液バックを起こそうとしている状態になるため、ステップS 4において、PMV15Aの開度を少し絞るため、制御部7AはPMV15Aに-1パルスの信号を出力する。これにより、PMV15Aはその1パルス分だけ冷蔵側出口を閉めて、Rエバ18Aへの液冷媒の流量を減少させる。そして、温度差が縮まらないときは、ステップS 5を経て1パルスずつ冷蔵側出口を順番に閉めて、Rエバ18Aへの液冷媒の流量を減少させる。パルス数が70となると冷蔵側出口が全閉状態になり、冷媒は流れなくなる。

ステップS 5においては、PMV15Aの冷蔵側出口が全閉状態（パルス数が70）になっているか否かを判断する。PMV15Aは全閉状態でなければステップS 2に戻り、1分間その状態を維持してRエバ18A内部の液冷媒が全て蒸発するか否かを判断する。そして、1分間維持した後に再びステップS 3に進み、入口温度と出口温度との差を測定する。一方、全閉状態（即ちパルス数が70）のときはステップS 6に進む。

ステップS 6において、パルス数を70としてPMV15Aを全閉状態に維持し、ステップS 2に戻る。

以上のステップS 2からステップS 3、ステップS 4、ステップS 5、ステップS 6の流れにより、液冷媒がRエバ18A内部で全て蒸発しない場合でも、冷蔵側出口を徐々に閉めていくことにより液冷媒の量が少なくなり、Rエバ18A内部で確実に全ての液冷媒が蒸発するようにすることができる。そのため、コンプレッサ12Aへの液バックを防止することができる。

次に、ステップS 3において、入口温度と出口温度との差が設定温度差より大きい場合、即ち、5°C以上の場合には、制御部7Aは、ステップS 7に示すようにPMV15Aへのパルスを1パルス増加させて、PMV15Aの冷蔵側出口の開度を開き冷媒流量を増やす。これは、設定温度差以上に温度差がある場合には、液冷媒がRエバ18A内部で流れる量が少なくRエバ18Aが十分に冷却されてないことを意味するため、冷媒流量を増加させてRエバ18Aを冷却するものである。この制御を全開状態になるまで続ける。

ステップS 8において、PMV15Aが全開状態（パルス数が81）であるか否かを判断し、全開状態でなければステップS 2に戻る。

ステップS 8において、PMVが全開状態（即ちパルス数が81）になってい る場合には、ステップS 9においてその状態を維持しステップS 2に戻る。

以上により、PMV15AによってRエバ18Aに流れる冷媒の流量を調整して、Rエバ18Aを確実に冷却することができると共に、コンプレッサ12Aへの液バックを防止することができる。

なお、第1の制御方法においてPMV15Aの開度を中央、即ちパルス数を75としているのは、中央にすると全開状態または全閉状態どちらの方向にも制御しやすいためである。

#### (4-4) 第2の温度差制御方法

次に、第2の温度差制御方法について説明する。

上記の第1の制御方法においては、PMV 15 Aのみによって冷媒流量を調整したが、本制御方法ではこれに加えてRファン19 Aの回転数も制御して冷媒流量を調整するものである。

この第2の制御方法としては次のような2つの制御方法がある。

5

#### (4-4-1) 第2-1の温度差制御方法

第2-1の温度差制御方法は、Rファン19 Aの回転数とPMV 15 Aのバルブの開度とを対応させ、PMV 15 Aのバルブの開度が閉まりそうになるとき、または全閉状態のときにはRファン19 Aの回転数を所定回転数より高くする。

10 また、逆に全開または全閉状態になるときはRファン19 Aの回転数を所定回転数より低くする。

この制御方法を行うのは、Rファン19 Aの回転数を高速にすると液冷媒の蒸発が促進され、液バックの防止をより確実にすることができます。一方、回転数を低速にすると液冷媒から蒸発する冷媒を抑制することができ、Rファン19 Aによる冷却を確実にすることができる。

#### (4-4-2) 第2-2の温度差制御方法

第2-2の温度差制御方法としては、入口温度と出口温度との差が小さいときはRファン19 Aの回転数のみによって冷媒流量を調整し、温度差が大きいときはRファン19 Aの回転数ではなくPMV 15 Aの開度により冷媒流量を調整する。

この制御方法を行うのは、PMV 15 Aにおいては冷媒流量を大きく変化させて調整するものであり、Rファン19 Aにおいては冷媒の流量を微妙に調整することができるため、その使い分けを行っている。

25

#### (4-5) 第3の温度差制御方法

第1の制御方法及び第2の制御方法においてはPMV15Aによって流量を調整したが、本制御方法ではPMV15Aではなく、Rファン19Aのみによって流量制御を行うものである。

この場合には、入口温度と出口温度の差が大きい場合にはRファン19Aの回転数を低速とし、温度差が小さいときは高速にすることによりその流量制御を行うことができる。

以下、本発明の他の一実施形態について図7ないし図34を参照して説明する。

図8は、本発明の他の一実施形態による冷蔵庫の縦断面図を示している。この図8において、冷蔵庫本体1は、断熱箱体の内部に貯蔵区画を形成し、仕切壁により冷凍室や製氷室の冷凍区画2、冷蔵室や野菜室の冷蔵区画3など複数の貯蔵室に区分している。

各貯蔵室は、冷凍区画2や冷蔵区画3毎に配置した冷凍用蒸発器4や冷蔵用蒸発器5及び冷気循環ファン6、7によってそれぞれ所定の設定温度に冷却保持されるものであり、各蒸発器4、5は、本体背面下部の機械室8に設置した圧縮機9から供給される冷媒によって冷却される。

図7は、本発明の他の一実施形態による冷蔵庫における冷凍サイクル装置を示している。この図1において、冷凍サイクル装置10は、圧縮機9、凝縮器11、冷媒流路の冷媒流量を調節するための調節弁（冷媒流量調節手段に相当）12、及び並列に接続した冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5を環状に連結して構成されている。凝縮器11は扁平形状をなしており、機械室8の前方における冷蔵庫本体1の外底面空間に配設されている。この凝縮器11で液化した冷媒は調節弁12を介してそれぞれ減圧手段である冷凍側キャピラリチューブ15及び冷蔵側キャピラリチューブ16を経由して冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5にそれぞれ供給される。各蒸発器4、5は、冷媒が蒸発することで低温化し、冷気循環ファン6、7による送風によって熱交換が行われることにより貯蔵室内を所定の空

気温度に冷却するものである。冷凍用蒸発器4で気化した冷媒は、アキュムレータ17を介して冷凍側サクションパイプ18を経由して再び圧縮機9に戻り、冷蔵用蒸発器5で蒸発した冷媒は冷蔵側サクションパイプ19を経由して圧縮機9に直接戻るよう構成されている。

- 5 各蒸発器4, 5に対応して除霜用ヒータ20, 21が設けられており、所定時間が経過する毎に各ヒータ20, 21に通電されることにより各蒸発器4, 5に付着した霜を解凍するようにしている。

制御装置22は、冷凍室庫内温度センサ23及び冷蔵室庫内温度センサ24の検出温度に基づいて上述した冷凍サイクル装置10を制御するもので、通常の冷凍サイクル運転に加えて、冷凍用蒸発器4の出口パイプに取付けた出口温度センサ25、冷蔵用蒸発器5の出口パイプに取付けた出口温度センサ26の検出温度に基づいて冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5に付着した霜を解凍する除霜運転を実行し、さらに冷蔵用蒸発器5の入口パイプに取付けた入口温度センサ27の検出温度と出口温度センサ26の検出温度の差に基づいて後述する冷蔵用蒸発器5の過熱量（スーパーヒート量）を求め、（入口温度センサ27と出口温度センサ26は過熱量検出手段としても機能する。）その過熱量に基づいて調節弁12の冷蔵用蒸発器5への冷媒流量比率を制御するようになっており、斯様な制御が本実施形態の特徴となっている。

図9は、本発明の他の一実施形態による圧縮機9の断面を示している。この図20～9において、圧縮機9は、圧縮要素が低圧段側圧縮部28と高圧段側圧縮部29により構成されたレシプロ式の二段圧縮機であり、密閉ケース30内に収納した電動機31の回転軸32の回転に伴って偏心して回転する偏心軸33によってコンロッド34を図示横方向に往復運動させるよう構成している。

コンロッド34の先端にはボールジョイント35でピストン36がかしめ固定25されており、シリンダー37内のピストン36の往復運動によって低圧段側圧縮部28と高圧段側圧縮部29に対して交互に冷媒を吸い込み、圧縮して吐出する

ものであり、圧縮部へのポールジョイント35の採用により、容積効率を向上させ、本来なら2つの圧縮部を必要とする2段圧縮機の外形スペースの拡大を抑制している。

低圧段側圧縮部28の吸込口28aは、冷凍用蒸発器4からアキュムレータ17を介して連結した冷凍側サクションパイプ18の端部が接続され、低圧段側圧縮部28の吐出口28bは、圧縮したガス状冷媒を吐出するように密閉ケース30内に開口している。また、高圧段側圧縮部29の吸込口29aは、密閉ケース30内のガス状冷媒を吸入するように密閉ケース30内に開口し、高圧段側圧縮部29の吐出口29bは、凝縮器11への吐出管に接続されている。

10 冷凍用蒸発器4の吐出側に接続されたアキュムレータ17は、気液を分離し、冷凍用蒸発器4で蒸発しきれなかった液状冷媒を貯留してガス状冷媒のみを送り出し、圧縮機9のシリンダー37に液冷媒が流入することによる支障を防止する作用をおこなうものであり、本実施形態では、冷凍用蒸発器4の後段にのみ設けている。

15 冷蔵用蒸発器5からの冷蔵側サクションパイプ19は圧縮機9の密閉ケース30の中圧段となる空間部に導入するよう接続している。したがって、冷蔵用蒸発器5からの吸込み冷媒は圧縮機9のシリンダー37内に直接流入しないため、冷蔵用蒸発器5の後段にはアキュムレータを設ける必要は特になく、設置する場合は小形のものでよい。冷蔵用蒸発器5側の冷蔵側サクションパイプ19から吸引されたガス状冷媒は、低圧段側圧縮部28の吐出口28bから密閉ケース30内に吐出されるガス状冷媒とともに、連通する高圧段側圧縮部29の吸込口29aに吸い込まれ圧縮される。

調節弁12は、圧縮機9からの吐出ガスを受けて液化する凝縮器11の出口側に設けられており、冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5への冷媒流路を切り替えるとともに、その冷媒流量比率（全開時に対する開口割合）を制御するもので、本実施形態では、通常制御時においては、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量比率を制

御すると共に冷凍用蒸発器4への冷媒流量比率を100%（全開）に制御するようしている。この場合、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量を絞り調節している状態では、冷凍用蒸発器4へは十分な量の冷媒が供給されるようになっている。

図10は、本発明の他の一実施形態による調節弁12の横断面を示している。

5 この図10に示すように、弁ケース38の底面に設けられた弁座39に、凝縮器11（実際にはドライヤ）からの冷媒の流入口40が形成されていると共に、冷凍用蒸発器4側への冷媒流出口である冷凍側弁口41と冷蔵側蒸発器5側への冷媒流出口である冷蔵側弁口42とが形成されている。

弁座39に対して円盤状の弁体43が摺接するように回転軸46で回動可能に10 支持してなり、基本的な構造は三方弁に類似している。この弁体43の側面にはストッパー44が取付けられており、そのストッパー44が弁座39に取付けられた規制部45に当接することにより弁体43の回転初期位置と回転終了位置が決められている。

弁体43の下面（弁座39との対向面）には厚肉段部43aが一体に膨出形成されており、その厚肉段部43aが冷凍側弁口41及び冷蔵側弁口42を全閉可能となっている。厚肉段部43aの裏面（弁座39との摺接面）において各弁口41, 42に対向する回転軌跡上には厚肉段部43aの端部から所定角度にわたりて断面V字状の冷凍側溝部47及び冷蔵側溝部48が円弧状にそれぞれ形成されており、弁体43が所定の回転範囲に位置した状態で、冷凍側溝部47が冷凍20 側弁口41に対向して連通すると共に、冷蔵側溝部48が冷蔵側弁口42に対向して連通する。

弁体43は、弁ケース38の上面に設けられた図示しないステッピングモータの回転と同期して回転するようにマグネットカップリングされており、ステッピングモータにより0～85のパルス位置にオープンループで回転制御されるもの25 である。

尚、図10では、ストッパー44が規制部45に当接した初期位置を示しており、その初期位置でステッピングモータのパルス数が0パルスに設定される。

ステッピングモータは、制御装置22からのパルス信号で弁体43を図10に示した初期位置から矢印A方向への回転させるものであり、所定のパルス位置で5弁体43の冷凍側溝部47が冷凍側弁口41とが連通した場合には、流入口40から弁ケース38内に流入した冷媒が、冷凍側溝部47と連通する冷凍側弁口41から流出し、冷凍側キャビラリチューブ15を経由して冷凍用蒸発器4に流入して蒸発することにより当該冷凍用蒸発器4の温度が低下する。

一方、同様に冷蔵側溝部48と冷蔵側弁口42とが連通した場合には、冷蔵側10溝部48に流入した冷媒が連通する冷蔵側弁口42から冷蔵側キャビラリチューブ16を経由して冷蔵用蒸発器5に流入して蒸発することにより当該冷蔵用蒸発器5の温度が低下する。

この場合、冷凍側弁口41、冷蔵側弁口42から流出する冷媒流量は、各弁口41、42に対向する冷凍側溝部47、冷蔵側溝部48の断面積の大きさによって15変化し、その断面積が図11(a)～(c)に示すように大きくなるほど、冷媒流量は大となる。なお、図11(a)～(c)は一例として、冷蔵側弁口42について示す。

ここで、冷凍側溝部47の断面面積は、弁体43の回転方向の部位にかかわらず始端部（弁体43の回転方向の先端）から中間部まで一定となるように設定され、その中間部から終端部（厚肉断部43aの開放端縁）まで始端部側の断面積20より大なる一定の断面積となるように設定されている。また、冷蔵側溝部48の断面面積は、始端部から終端部となるにしたがって増大するように設定されており、特に、始端部から所定の中間部までは断面面積の増大度合が小さく設定され、その中間部から終端部までは増大度合いが大きく設定されている。さらに、冷蔵25側溝部48の始端部は、冷蔵側溝部48の終端部と冷蔵側弁口42とが連通開始

した状態で、全閉状態から一気に所定の流量比率を確保するような形状に形成されている。

以上のような構成により、調節弁12は、後述するように流路の切り替えや流量調整がきめ細かく制御できることから、ステッピングモータによる回転制御によって冷媒流量比率をリニアに変更することができる。  
5

図12は、調節弁12の弁体43の回転位置と冷凍側弁口41及び冷蔵側弁口42の位置関係を示し、図13は、調節弁12の弁体43の回転位置と冷凍側弁口41及び冷蔵側弁口42の流量比率との関係を示している。

(a) 4パルス位置 (図12 (a) 、図13 (a) )

10 急速冷蔵運転時は、図中右回りに回転する弁体が4パルス位置にあり、冷蔵側弁口42が弁体43の厚肉段部43aから完全に脱出し、冷蔵側弁口42が全開しており、冷媒が冷蔵用蒸発器5のみに流れ、冷蔵用蒸発器5のみ冷却作用が行われる

(b) 20パルス位置 (図12 (b) 、図13 (b) )

15 例えば、冷凍区画2及び冷蔵区画3とも所定の冷却温度状態にある場合は、弁体43が20パルスの位置にあり、冷凍側溝部47と冷凍側弁口41、及び冷蔵側溝部48と冷蔵側弁口42とは合致せず、冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5の双方への弁口41、42は弁体43の厚肉段部43aによる全閉状態にあって冷媒は流れず冷却作用はおこなわれない。

20 (c) 29パルス位置 (図12 (c) 、図13 (c) )

冷凍運転停止状態での時間経過や冷凍室扉の開扉により、冷凍区画2の温度が上昇したことを冷凍室庫内温度センサ23が検知した場合は、29パルスの位置まで弁体43が回転し、冷凍側溝部47が冷凍側弁口41に連通状態になるため、冷媒が冷凍用蒸発器4側へ全開時の20%程度流れる。このとき冷蔵側溝部48と冷蔵側弁口42とは依然として連通関係ではなく、冷蔵用蒸発器5に冷媒は供給されないものである。  
25

## (d) 4 1 パルス位置 (図12 (d) 、図13 (d) )

急速冷凍運転時は、4 1 パルスの位置まで弁体4 3 が回転し、冷凍側弁口4 1 が弁体4 3 の厚肉段部4 3 a から完全に脱出し、冷凍側弁口4 1 が全開するので、冷凍用蒸発器4、ひいては冷凍区画2を集中して冷却することができる。

## 5 (e) 4 9 パルス位置 (図12 (e) 、図13 (e) )

冷蔵区画3の温度が上昇したような場合には、4 9 パルスの位置まで弁体4 3 が回転し、冷蔵側溝部4 8 の始端部が冷蔵側弁口4 2 と連通状態になるため、最小流量比率5 %の冷媒流が生じ冷蔵用蒸発器5側の冷却作用が開始される。このときも冷凍用蒸発器4は全開により冷媒の流出状態を保持している。

## 10 (f) 6 2 パルス位置 (図12 (f) 、図13 (f) )

弁体4 3 が6 2 パルス位置では、冷蔵側溝部4 8 の狭幅領域の中間位置が冷蔵側弁口4 2 と連通して冷蔵用蒸発器5への冷媒流量がリニアに増加している中間状態にあり、この間の滑らかな流量調整により冷蔵用蒸発器5の冷却能力を微調整することができる。

## 15 (g) 7 1 パルス位置 (図12 (g) 、図13 (g) )

冷蔵側溝部4 8 の狭幅領域の終了位置が冷蔵側弁口4 2 と対向して冷蔵用蒸発器5への冷媒流量がリニアに増加する終了状態にある。

## (h) 8 2 パルス位置 (図12 (h) 、図13 (h) )

冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5を両方同時に冷却する必要を生じたときは、20 8 2 パルスの位置まで弁体4 3 が回転し、冷凍側溝部4 7 及び冷蔵側溝部4 8 とも弁体4 3 の厚肉段部4 3 a から脱出し、双方の弁口4 1, 4 2 とも全開状態となって、冷凍用蒸発器4と冷蔵用蒸発器5には同時に冷媒が供給され冷却作用を呈する。

この場合、図13に示すように、冷凍用蒸発器4への冷媒流量比率が20 %程度で一定となっている領域(図中に矢印Bで示す)を設けているのは、弁体4 3 が29 パルス位置で弁体4 3 の位置ずれにかかわらず冷凍用蒸発器4への冷媒流

量比率が 20% 程度となることを保証するためである。また、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量比率が 71 パルスまでは弁体 43 の回転の上昇に応じた流量比率の上昇は緩やかであるのに対して、パルス数 71 を上回る回転位置では、弁体 43 の回転の上昇に応じた流量比率は急激に上昇している。つまり、冷凍用蒸発器 4 へ  
5 の冷媒流量比率の制御では、調節弁 12 の弁体 43 がパルス数 71 に位置したときに変曲点（図 13 中に矢印 C で示す）を有することを意味している。これは、より細かな冷媒流量の制御を行うには、図 13 に示す絞り領域（パルス数 45 ~ 71）のパルス数を増大して 1 パルス当たりの冷媒流量の調整量を少なくすればよいものの、弁体 43 を 1 回転させるパルス数には制限があり、パルス数の増大  
10 は困難であるからである。

ここで、冷蔵用蒸発器 5 へのより細かな冷媒流量の調整を必要とするのは、冷媒流量が小さい範囲であることに着目し、弁体 43 の流路を工夫することにより、弁体 43 が 45 ~ 71 パルスまでは弁体 43 の 1 パルス当たりの冷媒流量の増大変化量を抑制し、71 ~ 82 パルスで 1 パルス当たりの冷媒流量の増大変化量を  
15 増大するようにしている。

また、調節弁 12 の弁体 43 の回転位置が 45 ~ 53 パルスでは、冷蔵用蒸発器 5 への弁口面積は絞り領域の最小面積となっているものの、その最小面積は、例えば圧縮機 9 に設けられたストレーナを通過可能な異物の面積よりも大に設定されている。これは、冷凍サイクル中に異物、例えば冷媒パイプを切断したとき  
20 の金属粉や溶接時のスケール等が含まれていた場合は、それらの異物が最小流路で詰まる虞があるものの、最小面積を、ストレーナを通過可能な異物よりも大に設定することにより、異物が調節弁 12 の冷蔵用蒸発器 5 への冷蔵側弁口 42 で詰まってしまうことを防止できるからである。

本実施形態においては、図 12 に示すように、冷凍側弁口 41 は全開あるいは  
25 全閉のいずれかにほぼ固定し、冷蔵側弁口 42 への流量比率を冷蔵側溝部 48 に

より変化させて冷媒流量をパルス 4 9～7 1 の範囲でリニアに調整するようにしている。

尚、冷凍サイクル装置 1 0 における冷凍側キャピラリチューブ 1 5 及び冷蔵側キャピラリチューブ 1 6 は、冷凍用蒸発器 4 及び冷蔵用蒸発器 5 での冷媒蒸発温度に温度差をつけるため、冷凍側キャピラリチューブ 1 5 の絞りを強くしている結果、前述したように冷凍用蒸発器 4 及び冷蔵用蒸発器 5 双方へ冷媒を流す場合は必然的に抵抗の小さい冷蔵用蒸発器 5 に流れやすくなり、冷凍用蒸発器 4 5 へは流れにくくなる傾向にあって、極端な場合は冷凍用蒸発器 4 には冷媒が流れない状況が発生する。

10 これを改善するため調節弁 1 2においては、冷凍区画 2 及び冷蔵区画 3 の各冷却のための冷媒流制御とともに、いわゆる冷媒の片流れを防止するため、冷媒が流れやすく設けられた冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量を紋るように制御を加えている。

また、調節弁 1 2 に流入する冷媒は凝縮器 1 1 で凝縮された冷媒で、気液が混合しており、調節弁 1 2 に流入した段階で流速が低下することから、調節弁 1 2 の下方に液冷媒が溜まりやすくなる。このため、調節弁 1 2 の弁座が水平でない場合、下側に位置する弁口の方が冷媒の液比率が高くなることになる。本実施形態では、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量を制御することを基本にしていることから、冷蔵側弁口 4 2 が冷凍側弁口 4 1 よりも高い位置となると、流量を制御できない

20 ガス状冷媒が多くなり、弁体 4 3 による冷媒分流の制御が不可能となる。

そこで、本実施形態では、図 1 4 に示すように取付金具 1 3 に対して調節弁本体 1 4 が傾くように一体に設け、取付金具 1 3 が水平位置に取付けられた状態で、冷蔵側弁口 4 2 が冷凍側弁口 4 1 よりも下方に位置するようにした。このような構成により、冷蔵側弁口 4 2 に溜まる液冷媒の比率を冷凍側弁口 4 1 よりも高め

25 ることができ、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量比率の制御が可能となる。

一方、調節弁 1 2 における弁口の開口制御は、冷凍用蒸発器 4 と冷蔵側蒸発器 5 への弁流量比率を双方とも全開、或いは全閉したり、また、冷凍側弁口 4 1 を絞ると共に冷蔵側弁口 4 2 を全開したり、或いは冷蔵側弁口 4 2 を絞ると共に冷凍側弁口 4 1 を全開したりするなど種々のパターンを選択することができるが、  
5 本実施形態では、冷凍用蒸発器 4 と冷蔵用蒸発器 5 とを並列に接続しており、通常制御では、冷凍側弁口 4 1 を全開した状態で冷蔵側弁口 4 2 を絞り調節するようしている。

この場合、冷凍側弁口 4 1 が全開の状態では、冷蔵側弁口 4 2 の絞り調節による冷媒流量にほとんど影響されることなく冷凍側蒸発器 4 はほぼ所定の冷凍能力  
10 を得られることになり、冷蔵用蒸発器 5 の冷却能力についても、冷蔵側弁口 4 2 の絞り調節、及び圧縮機 9 の回転数調節で所定の冷房能力を得ることができるものである。

つまり、冷凍側弁口 4 1 から流出した冷媒は、冷凍区画 2 における冷却温度に即した蒸発温度になるよう設定した冷凍側キャピラリチューブ 1 5 を通過する際に減圧され、冷凍用蒸発器 4 において例えば -25°C 程度で蒸発する。同様に、  
15 冷蔵側弁口 4 2 から流出した冷媒は、冷蔵区画 3 での冷却温度に即した蒸発温度になるよう設定した冷蔵側キャピラリチューブ 1 6 を通過する際に減圧され、冷蔵用蒸発器 5 において例えば -5°C 程度で蒸発する。

次に冷凍サイクル装置 1 0 の動作について図 1 5 を参照して説明する。電源投入によって圧縮機 9 が駆動されると、圧縮され高温高圧となったガス状冷媒は凝縮器 1 1 に吐出されて液化されてから調節弁 1 2 に至る。調節弁 1 2 は前記のように種々のパターン設定が可能であるが、電源投入の際には、冷凍区画 2 、冷蔵区画 3 とも未冷却の状態であるので、両方の弁口 4 1 、 4 2 は全開状態になり、冷媒は冷凍側キャピラリチューブ 1 5 及び冷蔵側キャピラリチューブ 1 6 に流入  
25 して減圧され冷凍用蒸発器 4 及び冷蔵用蒸発器 5 にそれぞれ流入して各蒸発温度

(例えば、-25°C程度、-5°C程度)で蒸発し、各区画2、3を所定温度に冷却する。

このとき、前記のように蒸発温度差を形成するためのキャピラリチューブ15、16の流路抵抗の差による冷蔵用蒸発器5への冷媒の片流れをなくすため、調節弁12は冷媒の流れやすい冷蔵用蒸発器5への冷媒流量をやや絞るようにして冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5への冷媒流量をバランスよく保持するように制御する。

冷凍用蒸発器4からの冷媒はアキュムレータ17に流入し、冷凍用蒸発器4からの冷媒中に蒸発しきれなかった液冷媒が残っている場合はアキュムレータ17内部に貯留され、ガス状冷媒のみが冷凍側サクションパイプ18から圧縮機9の低圧段側圧縮部28に吸い込まれる。また、冷蔵用蒸発器5で蒸発したガス状冷媒は冷蔵側サクションパイプ19を経由して圧縮機9の中間圧となっている密閉ケース30内に導入される。

冷凍用蒸発器4から圧縮機9の低圧段側圧縮部28に吸い込まれ、圧縮されて密閉ケース30内に吐出されたガス状冷媒は、冷蔵用蒸発器5から密閉ケース30の中圧空間部に流入したガス状冷媒と合流して高圧段側圧縮部29に吸い込まれ、圧縮されて凝縮器11に吐出されることにより冷凍サイクルを形成する。

したがって、上記構成の冷凍サイクル装置10によれば、冷凍区画2及び冷蔵区画3の設定温度に合わせた蒸発温度になるようなキャピラリチューブ15、16をそれぞれに備えた冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5を設置するので、一段の圧縮機を用いることにより冷凍用蒸発器4の圧力に制限されて蒸発温度の差を設けることが困難な構成に比べ、冷蔵用蒸発器5からの冷蔵側サクションパイプ19を圧縮機9の密閉ケース30内の中圧空間部に接続させることで、冷蔵用蒸発器5の蒸発温度を冷凍用蒸発器4に対し庫内冷却温度に即して高くすることができると共に、圧縮機9の入力負荷が小さくなるので、冷凍サイクル効率を上げ、消費電力を低減することができる。

ここで、冷媒流量の分配については、冷蔵用蒸発器5の出口パイプと入口パイプに取付けられた出口温度センサ26, 27の検出温度の差を求めて行うようにしている。

つまり、負荷が大きい場合は、熱交換量が大きくなつて冷蔵用蒸発器5に流れ5 てくる冷媒流量が少なくなり、冷蔵用蒸発器5中ですべての冷媒が蒸発してしまい、冷蔵用蒸発器5の出口パイプにおける冷媒状態はガス冷媒のみで液冷媒のない過熱状態（スーパーヒート状態）となるため、冷蔵用蒸発器5の出入口の温度差が大きくなる。

そこで、冷蔵用蒸発器の出口と入口の温度の差（以下、過熱量と称する）が所10 定温度、例えば4°Cになるように調節弁12の開度を制御して所定の過熱量とすることで、圧縮機9への液バックを防止しながら、冷凍サイクル中の冷媒分布の適正化を図ることができる。そして、過熱量が例えば5°Cより大きくなつた場合は、冷蔵用蒸発器5の過熱状態は過度であると判定し、冷蔵用蒸発器5への冷媒配分を大きくして流量を増やし、冷蔵用蒸発器5内の冷媒を気液の二相状態にす15 ることで冷蔵用蒸発器5における熱交換性能を保持することが可能となる。また、過熱量が例えば3°C以下となつた場合は、冷蔵用蒸発器5の過熱状態は不足していると判定し、冷蔵用蒸発器5への冷媒配分を小さくして流量を減らし、冷蔵用蒸発器5内の冷媒を気液の二相状態にすることで、圧縮機9への液バックを防止することができる。

20 次に、本発明の他の一実施形態による制御装置22の動作を示す。ここで、制御装置22は、通常の冷凍サイクル運転の制御を実行するのに加えて、本実施形態に関連したスーパーヒート制御を実行すると共に、その他の制御を同時に実行するようになっており、それらの制御をフローチャート或はタイミングチャートを参照しながら説明する。

まず、本発明の他の一実施形態によるスーパーヒート制御（基本）について説明する。

図16は、制御装置22によるスーパーヒート制御の基本を概略的に示している。この図16に示すように、制御装置22は、1分が経過したときは（ステップS101:YES）、（注：S101に名称（ステップ）を付けて、ステップS101にします。以下同様です。なお、はじめから、名称（ステップ）を付けてある部分もあります。）冷蔵用蒸発器5の出入口温度データを取り込み（ステップS102）、それらの温度差（出口温度－入口温度）から過熱量を求めると共に、その過熱量と過熱目標温度（本実施形態では4°Cに設定）との差 $\Delta T$ を求める（ステップS103）。そして、斯様にして求めた差 $\Delta T$ が、誤差を見込んで目標過熱量よりも1°C高い5°C以上か（ステップS104）、目標過熱量よりも1°C低い3°C以下かを判断する（ステップS105）。ここで、過熱量が3°C～5°Cの場合は、冷蔵用蒸発器5の過熱量は適切であると判断して何もすることなくステップS101に戻る。これに対して、過熱量が5°C以上の場合は（ステップS104:YES）、冷蔵用蒸発器5の過熱量は大きく冷媒流量が不足していると判断し、調節弁12の弁体43の回転位置を1パルス上昇する（ステップS106、図17参照）。これにより、調節弁12における冷蔵用蒸発器5への流量比率が増大するので、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量が増大する。

このような冷媒流量を増大する制御は、過熱量が5°C以上の状態で1分毎に行われ、斯様な制御状態では、調節弁12の冷蔵側弁口42が徐々に開口して冷媒流量が徐々に増大するものの、弁体43の回転位置が60パルスに達したときは、上限リミット処理（ステップS107）により冷媒供給量は上限であると判断し、過熱量が5°C以上であってもパルスの上昇を禁止する。

以上の動作により、図17に示すように過熱量の上昇が抑制されると共に低下するようになり、遂には過熱量が5°C未満となり、調節弁12に対する制御が停止する。この場合、過熱量が3～5°Cの通常状態では、調節弁12の弁体の回転

位置を通常では 60 パルスにして冷蔵用蒸発器 5 に対する冷媒供給を絞り領域の最大にしていることから、図 17 に示すように過熱量が 3°C 以下になっていく。

ここで、調節弁 12 の弁体 43 の回転位置を 60 パルスの上限としているのは、上述したように冷蔵用蒸発器 5 の過熱量が大きい場合、調節弁 12 の弁体の開度 5 を上昇して冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量を高めることにより過熱量が小さくするように制御しているものの、冷凍サイクルの特性として、冷媒が流れ始めた初期には冷蔵用蒸発器 5 の温度が高いため、冷蔵用蒸発器 5 に流入した冷媒が入口付近で蒸発してしまう。このため、冷蔵用蒸発器 5 の過熱量が大きな状態が継続し、その後に過熱量が小さくなるという挙動を示す。つまり、冷凍サイクルの応答が 10 遅いため、調節弁 12 の弁体 43 の開度を上昇するにしても過熱量の大きな状態が継続するため、さらに弁体 43 の開度を上昇するという動作を継続する。このような状態では、冷凍用蒸発器 4 の過熱量が小さくなり、次に弁体 43 の開度を 15 降下した場合に、弁体 43 の開度が過度に大きいことから、冷凍用蒸発器 4 への冷媒の供給を抑制するのに時間を生じたり、冷凍用蒸発器 4 から冷媒が液体のまま流出したりするなどの不具合を生じる。このため、調節弁 12 の弁体の開度に上限を設けて、過熱量が過度にオーバーシュートしてしまうことを防止しているのである。

一方、制御装置 22 は、過熱量が 3°C 以下となったときは（ステップ S105： YES）、調節弁 12 の弁体 43 を 1 パルス降下する（ステップ S108、図 1 20 ～ 7 参照）。これにより、調節弁 12 における冷蔵用蒸発器 5 への流量比率が減少するので、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量が減少する。

このような冷媒流量を減少する制御は、目標過熱量が 3°C 以下の状態で 1 分毎に行われ、斯様な制御状態では、調節弁 12 の冷蔵側弁口 42 の開度が小さくなり、冷媒流量が徐々に減少することから、冷蔵用蒸発器 5 による冷媒の蒸発が促進されることにより過熱量が上昇するようになる。

以上のような制御により、過熱量と目標過熱量である4°Cとの差に基づいて冷蔵用蒸発器5への冷媒流量が制御装置22により絞り調節されるので、過熱量が目標過熱量である4°Cを挟んで変動するようになり、冷蔵用蒸発器5の過熱量を適切に調節することができる。

5 ところで、冷凍サイクル装置10の運転状態は周囲環境に大きく影響を受けることから、周囲環境によっては、調節弁12の弁体が49パルスの下限位置まで制御されることがあり、弁体43の回転位置が49パルスに達したときは、下限リミッタ処理（ステップS109）により過熱量が3°C以下であってもパルスの降下を禁止する。

10 このように調節弁12の弁体43が下限位置まで制御された場合は、冷媒の流量が極端に低下することから、弁体43の僅かな位置ずれ、或いは弁体43の形状のばらつきによって冷蔵用蒸発器5への冷媒流量が目標の冷媒流量から大きく変動する虞がある。

15 しかしながら、本実施形態では、調節弁12の弁体43の下限位置に位置した場合には、冷媒流量比率が全開時の5%確保されていることから、通常制御時においては、冷凍用蒸発器4への冷媒の絞り領域内で、冷凍用蒸発器4の過熱状態を適切に制御することができる。

また、調節弁12は、冷媒漏れを発生させないため、密閉された容器内に設けられたロータを容器外のステータで駆動するマグネットカップリングを用いるようとしていると共に、このような事情からオープンループでステータの位置制御を行うために、ステッピングモータが一般的に用いられている。このため、ロータと弁体43との微小な遊びで弁体の回転方向を変えた場合、弁体43が動かないというヒステリシスを生じたり、ステータと容器とを組合わせる際にズレがあるため、ステッピングモータに送るステップ数と弁体43の位置とがずれてしまつたりすることがあるものの、本実施形態では、絞り状態、つまり冷媒流量比率

が変化しない領域を設けることにより、一定の流量比率を確実に得ることができ  
る。

(スーパーヒート制御（冷媒流量制限御1）)

- 5 次に、本発明の他の一実施形態によるスーパーヒート制御（冷媒流量制限御  
1）について説明する。

調節弁12の開度を絞って冷蔵用蒸発器5への冷媒流量を減少させる場合は、  
図18に示すように調節弁12の降下量を例えば3パルスとするのが望ましい  
(ステップS201)。

- 10 図18のフローチャートは、図16のフローチャートにおいて、ステップS1  
08をステップS201に置き換えたことを特徴とする。

ここで、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量を上昇させる速度（1パルス／1分）より、冷媒流量を降下させる速度（3パルス／1分）の方を高めているのは、冷凍  
サイクルの特性として、冷媒が流れ始めた初期には冷蔵用蒸発器5の温度が高い  
15 ため、冷蔵用蒸発器5に流入した冷媒が入口付近で蒸発し、出口では過熱し、そ  
の後に出口の温度が低下するという挙動を示す。このとき、調節弁12の冷蔵側  
弁口42の開度を絞るにしても、冷蔵側キャピラリチューブ16との併用である  
ため遅れを生じ、冷蔵側弁口42の絞りが足りないという現象を示すからである。

以上の動作により、図19に示すように過熱量の降下速度が抑制されると共に、  
20 その後上昇するようになり、遂には過熱量が3°Cを上回ると、調節弁12に対する  
制御が停止する。

従って、このようなスーパーヒート制御により冷蔵用蒸発器5への冷媒流量の  
制限量を高めることができるので、冷蔵用蒸発器5への冷媒供給の停止遅れに対  
応することができる。

次に、本発明の他の一実施形態によるスーパーヒート制御（冷媒流量制限御2）について説明する。

調節弁12の開度を絞って冷蔵用蒸発器5への冷媒流量を減少させる方法としては、冷媒流量を小とする制御間隔を短縮するようにしてもよい。

5 即ち、図20に示すように、制御装置22は、10秒が経過したときは（ステップS301:YES）、下降時間フラグをセットすると共に、1分間隔、つまり6回に1回の割合で上昇時間フラグをセットし（ステップS302）、上述したスーパーヒート制御と同様に過熱量が目標過熱量となるように制御する（調節弁12の弁体を1パルス上昇する場合は1分毎）。

10 ここで、ステップS303、ステップS304、ステップS305、ステップS306の内容は、それぞれ、図16のステップS102、ステップS103、ステップS104、ステップS105の内容と同じである。

ここで、制御装置22は、過熱量が5°C以上となったときは（ステップS305:YES）、上昇時間フラグがセットされているかを確認し（ステップS3015）、セットされているとき（ステップS307:YES）、つまり1分経過していたときは、上昇時間フラグをリセットし（ステップS308）、調節弁12の弁体43を1パルス上昇する（ステップS309）。これにより、図16に示した制御と同様に、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量比率が増大するので、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量が増大する。

20 また、制御装置22は、過熱量が3°C以下となったときは（ステップS306:YES）、下降時間フラグがセットされているかを確認し（ステップS311）、セットされているとき（ステップS311:YES）、つまり10秒経過していたときは、下降時間フラグをリセットし（ステップS312）、調節弁12の弁体43を1パルス降下する（ステップS313）。これにより、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量比率が減少するので、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量が減少する。

なお、その他のステップS310、ステップS314の内容は、それぞれ、図16のステップS107、ステップS109の内容と同じである。

このような冷媒流量を減少する制御は、図21に示すように、目標過熱量が3°C以下の状態で10秒毎に行われ、斯様な制御状態では、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量が徐々に減少することから、冷蔵用蒸発器5による蒸発が促進され、冷蔵用蒸発器5の過熱状態が促進されて過熱量が上昇するようになる。  
5

従って、冷蔵用蒸発器5への冷媒供給の制限量を高めることができるので、冷蔵用蒸発器5への冷媒供給の停止遅れに対応することができる。

#### 10 (上限値変更制御)

次に、本発明の他の一実施形態による上限値変更制御について説明する。

本実施形態では、調節弁12の開度により冷蔵用蒸発器5への冷媒流量比率を制御していることから、流路面積の極めて小さい冷蔵側弁口42に冷媒が流れることにより圧力損失が生じる。このため、冷媒流量が多いとき、つまり圧縮機9の回転数が高い場合は抵抗が大きくなり、圧縮機9の回転数が高いほど、圧力損失により冷凍サイクル装置10の効率が低下する。  
15

そこで、制御装置22は、図22に示すように室温が通常温度である20°C以上の場合は、圧縮機9の回転数が高いとき（例えば、60Hz以上のとき）は上限値を高くし、回転数が低い場合（例えば、40Hz以下の場合）は上限値を低くすることにより、冷媒流量が多いときに絞りすぎず、少ないときに開きすぎるという不具合を防止して、絞り調節を適切に実行するようにしている。  
20

この場合、室温が中室温或いは低室温と判断される20°C未満の場合において、同様に圧縮機9の回転数に応じて上限値を高めたときは、冷蔵用蒸発器5への冷媒供給量が過剰となり、不具合を生じる虞があることから、室温が低い場合は、  
25 圧縮機9の回転数に応じた上限値の変更を実行しないようにした。

また、冷凍サイクルの冷却能力は冷蔵庫が設置されている室温の影響を大きく受け、室温が低い場合は、冷凍サイクルの負荷が小さくなり冷蔵用蒸発器5内の冷媒量が過剰気味となることから、室温が低い状態で上述した上限リミッタ制御を実行したのでは、冷蔵用蒸発器5内の冷媒量が過剰となり、圧縮機10への液5 バックの虞が生じる。

そこで、制御装置22は、図22に示すように外気温が低室温と判断される例えれば11°C以下の場合は、上限値を通常の60パルスから53パルスに低め、冷蔵用蒸発器5への最大冷媒供給量を通常よりも制限するようにしている。

上述したようなスーパーヒート制御に加えて各種制御を実行することにより、10 冷蔵用蒸発器5の過熱量を適切に調節して、冷蔵用蒸発器5の冷却作用は勿論のこと、冷凍用蒸発器4の冷却作用を効果的に發揮させることができる。

#### (戻し制御1)

次に、本発明の他の一実施形態による戻し制御1について説明する。

15 さて、上述したような冷蔵用蒸発器5への冷媒流量の絞り調節により、冷蔵用蒸発器5の過熱量を適切に制御することができるものの、冷蔵側弁口42を下限である49パルスまで絞り切った場合、冷蔵用蒸発器5に冷媒が供給されないことから、冷蔵用蒸発器5の過熱量が過度に大きくなり、その後、徐々に冷蔵側弁口42を開口したのでは、冷蔵用蒸発器5の出口まで冷媒が流れるのに時間を要し、20 ✓ 冷蔵用蒸発器5の過熱量を目標過熱量まで低減するのに時間を要する。

そこで、本実施形態では、上述したスーパーヒート制御と同時に戻し制御を実行することにより冷蔵用蒸発器5への冷媒の供給を迅速に行うようにした。

図23は、制御装置22による戻し制御を示している。この戻し制御は、上述したスーパーヒート制御と並列に実行するものであるが、両方を同時に実行する25 ような場合には、戻し制御を優先して実行するようになっている。

図23において、制御装置22は、1分経過する毎に（ステップS401：YES）、冷蔵用蒸発器5の出入口の温度データを取込む（ステップS402）。これらの動作は、上述したスーパーヒート制御の動作と兼ねるものである。

続けて、取込んだ温度データを制御装置22に備えられた温度データバッファ5に蓄積してから（ステップS403）、冷蔵用蒸発器5の出入口温度差が1分前と比較して0.8℃上昇するかを判断する（ステップS404）。このとき、冷蔵用蒸発器5への冷媒供給量を減少した結果、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量が不足すると、冷蔵用蒸発器5の出口温度が上昇して入口温度との差が急激に上昇し、それに伴って過熱量が急激に上昇するようになる。

そして、図24に示すように冷蔵用蒸発器の出入口温度差が1分前に比較して0.8℃上昇したときは（ステップS404：YES）、調節弁12を所定の戻し値まで一気に上昇する（ステップS405）。この戻し値は、上述したスーパーヒート制御の通常の上限値（60パルス）よりも高い例えば65パルスに設定されている。これは、スーパーヒート制御時の上限値を戻し値に設定したのでは、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量が不足気味となり、冷蔵用蒸発器5を急速に冷却することができないからである。

このように調節弁12を戻し値まで一気に上昇することにより、冷蔵用蒸発器5に冷媒が一気に供給されるので、冷蔵用蒸発器5が短時間で冷却されると共に、冷蔵用蒸発器5の出入口の温度差、つまり過熱量が急速に低下するようになる。

続けて、今回の戻し制御の1回目かを判断する（ステップS406）。この場合、戻し制御の1回目の場合は（ステップS406：YES）、何もすることなくステップS401に戻る。これは、冷媒流量が不足していた冷蔵用蒸発器5に冷媒が一気に供給された場合は、冷媒の挙動が安定していないことから、次に全閉して、本制御により調節弁12を戻し値に一気に上昇するまで本制御を停止するからである（図25参照）。

- そして、2回目の戻し制御を実行したときは（ステップS406：NO）、ステップS402で取込んだ冷蔵用蒸発器5の出入口温度データから、それらの温度差（出口温度—入口温度）から過熱量を求めるとともに、その過熱量と過熱目標温度（本実施形態では4°Cに設定）との差 $\Delta T$ を求める（ステップS407）。
- 5 そして、戻し中に差 $\Delta T$ が正か、負かを判断する（ステップS408）。このとき、差 $\Delta T$ が負となったときは（ステップS408：NO）、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量が多すぎると判断して、戻し値から1を減算する（ステップS409：図25の例では65パルス→64パルス）。これにより、次に戻し値まで上昇したときは、冷凍用蒸発器4への冷媒供給量が減少するので、冷蔵用蒸発器5の過熱量を適切に制御できるようになる。また、 $\Delta T$ が正となったときは（ステップS408：YES）、冷媒流量が不足していると判断して、戻し値に1を加算する（ステップS410：図25の例では64パルス→65パルス）。これにより、次に本制御により戻し値まで上昇したときは、冷凍用蒸発器4への冷媒供給量が増大するので、冷蔵用蒸発器5の過熱量を適切に制御できるようになる。
- 10 15 また、このような制御を実行する結果、調節弁12の弁口に異物が詰まることにより冷媒流量が減少するような不具合を生じるにしても、調節弁12の弁口を一気に開口することにより異物を押し流すことができ、冷媒を円滑に流すことができるようになる。
- 20 20 (戻し制御2)
- 次に、本発明の他の一実施形態による戻し制御2について説明する。
- 上述した戻し制御1により調節弁12の冷蔵側弁口42が全閉して冷媒供給量が極端に低下したことを検出して対応することができるものの、冷蔵用蒸発器5の出口温度の上昇度合が小さい場合は、戻し制御1を実行できず、通常のスーパーヒート制御による制御が行われ、冷蔵用蒸発器5への冷媒供給が遅れることになる。

そこで、制御装置 22 は、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒供給が極端に低下してその入口温度が上昇し、冷蔵室の温度に接近し、それらの温度差が図 26 に示すように所定値  $t_k$ 、例えば 5°C 以下となったときは、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒供給量が極端に低下したと判断し、上述した戻し制御 1 と同様に調節弁 12 の開度を一気に上昇する。

以上の動作により、戻し制御 1 により冷蔵用蒸発器 5 への冷媒供給量が極端に低下したことを検出できなくとも、戻し制御 2 により冷蔵用蒸発器 5 へ冷媒を一気に供給して冷媒供給の遅れを防止することができる。

尚、制御装置 22 が調節弁 12 における冷蔵側弁口 42 を全閉した場合に戻し制御を実行するようにしてもよい。この場合、温度センサを用いることなく実施することができることから容易に実施することができるものの、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流入が完全に停止したことを探証するものではないことに注意する必要がある。

### 15 (戻し値変更制御)

次に、本発明の他の一実施形態による戻し値変更制御について説明する。

この戻し制御においても、上述したスーパーヒート制御と同様に、圧縮機 9 の回転数が高い場合は、例えば 65 パルスの戻し値を 70 パルスに高く変更すると共に、室温が低い場合は、戻し値の変更を実行しないようにしており、圧縮機 9 の回転数が高い状態での圧力損失を防止すると共に、室温が低い状態での冷蔵用蒸発器 5 への冷媒の過剰供給という不具合を防止することができる。

### (温度センサ校正制御 1)

次に、本発明の他の一実施形態による温度センサ校正制御 1 について説明する。

25 本実施形態では、冷蔵用蒸発器 5 の出入口に設置した温度センサ 26, 27 により検出した温度差により冷蔵用蒸発器 5 の過熱量を求め、冷蔵用蒸発器 5 への

冷媒流量を制御することを基本にしていることから、温度センサ 26, 27 の検出誤差が大きいと、冷媒流量の制御が不確実となる。例えば、温度センサ 26, 27 の精度が±1 k の場合、2つの温度センサ 26, 27 による検出温度から求める温度差の誤差は最大±2 k となってしまう。

5 ところで、本実施形態で必要とするデータは、冷蔵用蒸発器 5 の出入口の温度差であり、その絶対値ではないことに着目し、冷蔵庫が起動する前の非冷却の状態において、2つの温度センサ 26, 27 の検出温度差が零となるように校正し、実際の運転中における温度差の精度を高くするようにした。

このような温度センサの校正は、製造ラインの工程で行ってもよいし、冷蔵庫  
10 が設置された初期状態で行うようにしてもよい。重要な点は、冷蔵庫が長時間運転されておらず、2つの温度センサ 26, 27 が同一温度であるとみなすことができる状態で実行することが必要である。

#### (温度センサ校正制御 2)

15 次に、本発明の他の一実施形態による温度センサ校正制御 2 について説明する。  
冷蔵庫の各蒸発器 4, 5 は、冷却運転中は氷点下であり、冷蔵庫内の水分が霜となり付着することから、一定時間毎に各蒸発器 4, 5 に付着した霜を除去する除霜運転を行うようにしている。

図 27 は、一般的な霜取時の蒸発器 4, 5 の入口温度と出口温度を示している。  
20 この図 27 に示すように、除霜運転が開始して除霜用ヒータ 20, 21 に通電すると、除霜運転中に氷点下の温度より加熱されて温度が上昇し、0°C で霜が解け始める。ここで、各蒸発器 4, 5 に付着している霜の解凍中においては、0°C の状態が継続し、大部分の霜が解け終わったところで、再び温度が上昇するようになる。この場合、加熱の容量と霜の量により 0°C が持続する時間は異なる。この  
25 とき、各蒸発器 4, 5 の出口パイプに取付けられた温度センサ 25, 26 も 0°C が一定時間継続する。従って、除霜時において各蒸発器 4, 5 に取付けられた温

度センサ 25, 26 からの温度が持続した場合における温度を 0°C でみなし、温度センサ 25, 26 の検出温度を補正することにより、温度センサ 25, 26 の検出精度を高めることができる。

また、上述のように冷蔵用蒸発器 5 の出口温度センサ 26 の検出精度を高める  
5 ことができる結果、上述した温度センサ補正 1 を利用して冷蔵用蒸発器 5 の入口  
温度センサ 27 の検出精度、ひいては 2 つの温度センサ 26, 27 の検出温度差  
である過熱量の検出精度を高めることができる。

#### (冷媒漏れ検出制御)

10 次に、本発明の他の一実施形態による冷媒漏れ検出制御について説明する。

調節弁 12 の冷蔵側弁口 42 を閉状態にした場合、本来、冷媒は冷蔵用蒸発器  
5 に流れこないため、冷蔵用蒸発器 5 の入口・出口を含めた温度は冷蔵室の  
庫内温度に近づくように上昇する。これに対して、冷蔵用蒸発器 5 の入口に微小  
な流量の冷媒が流れる場合、冷蔵用蒸発器 5 の入口温度が低下する。従って、調  
15 節弁 12 の各弁口 41, 42 の全閉状態で冷蔵用蒸発器 5 の入口温度を検出する  
ことにより調節弁 12 の弁口 41, 42 から冷媒から漏れたことを検出するこ  
ができる。この場合、調節弁 12 の弁口 41, 42 からの冷媒流量は極めて少な  
いため、冷蔵用蒸発器 5 の出口ではその影響を検出することは困難である。

調節弁 12 の弁口 41, 42 に冷媒漏れが発生した場合、その原因としては、  
20 弁体 43 或は弁座 39 に傷があり、その傷により冷媒が漏れる場合、或は弁体 4  
3 と弁座 39 との間に小さな異物が挟まり、全閉できない場合が考えられる。こ  
の異物が要因の場合は、冷媒漏れを検出した時点で、弁体 43 を動かして異物を  
流し去ることにより、冷媒漏れを解消することが可能となる。

また、本実施形態のように弁体 43 の回転にオーブンループ制御のステッピング  
25 グモータを用いた場合には、例えば異物が原因で弁体位置がずれた場合であって  
も、弁体 43 を初期位置に確実に位置決めすることができる。

## (冷凍用蒸発器冷却優先制御)

次に、本発明の他の一実施形態による冷凍用蒸発器冷却優先制御について説明する。

5 2つの蒸発器が並列に接続された本冷凍サイクルでは、一方の蒸発器の冷媒が十分であるとき、他方の蒸発器の冷媒が不足気味になることがある。従って、冷媒流量が十分である蒸発器への冷媒流量を制御することにより、他方の冷媒流量が不足することを防止できることから、一方の蒸発器に冷媒が流れやすくし、その入口部で冷媒流量を調整することにより、他方の蒸発器への冷媒流量を調整することができる。

本実施形態では、冷蔵用蒸発器5への冷媒流路の抵抗を小さくし、冷凍用蒸発器4より冷蔵用蒸発器5へ冷媒が流れやすく設定し、冷蔵用蒸発器5への冷媒流路を制御することにより、冷蔵用蒸発器5への冷媒流量を絞り調節すると同時に冷凍用蒸発器4への冷媒供給を同時に実現するよう正在している。ここで、冷媒流量は、各キャピラリチューブ15, 16等の流路抵抗と、高圧側と蒸発器との圧力差により決まるため、圧力差が大きい冷凍用蒸発器4への冷媒流量を小さくするためには、圧力差を加味して流路抵抗を決定するよう正在している。例えば、冷媒にイソブタン (R600a) を用いた場合、凝縮器11の凝縮温度が5°Cで圧力は0.46 MPa (高圧側)、冷蔵用蒸発器5の蒸発温度-5°Cでは0.13 MPa (中圧側)、冷凍用蒸発器4の蒸発温度が-25°Cでは0.06 MPa (低圧側) になるので、高圧側と中圧側との圧力差は0.33 MPa、高圧側と低圧側との圧力差は0.40 MPaとなり、圧力差の大きな冷凍用蒸発器4に流れやすくなっていることから、冷蔵側キャピラリチューブ16を緩くすることにより、冷蔵用蒸発器5に冷媒が流れやすくしている。

25 ところで、冷蔵庫では、一定時間毎に冷却器に付着した霜を取り去るためにヒータに通電して霜を融解する除霜運転を実行するようにしており、そのときの蒸

発器の温度は当然プラスの温度となる。この場合、冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5が共にプラスの温度となる。この場合、蒸発器の温度が例えば10°Cとなると、蒸発器の圧力は0.22MPaとなることから、高圧側と冷凍用蒸発器4との圧力差と、高圧側と冷蔵用蒸発器5との圧力差が通常制御時に比較して小さくなる。  
5

このような状態では、高圧側と蒸発器側の圧力差が冷凍用蒸発器4と冷蔵用蒸発器5とで同程度となるため、冷蔵側キャピラリチューブ16の流量抵抗が小さい冷蔵用蒸発器5に冷媒が流れやすくなり、図28に示すように冷凍用蒸発器4に冷媒が流れにくい状態となる。

10 そこで、除霜運転後の最初の一定時間は図29に示すように冷凍用蒸発器4のみに冷媒を流し、冷凍用蒸発器4の温度、圧力が低くなったところで冷蔵用蒸発器5にも流すことにより、双方の冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5に冷媒を流すことができる。この場合、調節弁12の冷蔵側弁口42を全閉した状態で圧縮機9を駆動することになるから、冷蔵用蒸発器5に冷媒が滞留していた場合は、  
15 その冷媒を圧縮機9に回収することができる。

ここで、冷凍用蒸発器4の温度、圧力を通常制御時相当の状態に復帰させるため、一定時間、例えば5分間、冷凍区画2用の冷気循環ファン6の運転を停止し、冷凍用蒸発器4と庫内空気との熱交換を行わないようにすることにより、冷凍用蒸発器4の温度を短時間で低下することができる。

20 また、本制御を実行することにより、除霜後に温度が高くなった冷凍用蒸発器4近傍の空気を冷凍区画2内に送り出すことがなくなり、冷凍区画2内の温度上昇を防止することができる。

このような本制御を、時間制御で実行するのに代えて、冷凍用蒸発器4に取付けられている除霜終了検出用の出口温度センサ25により、冷凍用蒸発器4の温度を検知し、冷凍用蒸発器4が一定温度まで下がったことを検知し、冷凍区画2  
25

用の冷気循環ファン6の運転を終了し、冷蔵用蒸発器5にも冷媒を流すようにしてもよい。

さて、除霜運転終了後、除霜中の無冷却及び除霜用ヒータ20、21による加熱により庫内温度は通常より高くなり、食品の保存のためには速やかに冷却する必要がある。特に、低温で食品を保存する冷凍区画2を優先して冷却する必要がある。そのため、冷凍区画2のみの冷却終了後、冷蔵用蒸発器5にも冷媒を流す際に、冷蔵用蒸発器5への冷媒の流れを制御する目標過熱量を通常制御時より大きくするようにしている。つまり、冷蔵用蒸発器5への絞りをきつくし、冷蔵用蒸発器5への冷媒を流れにくくすることにより、冷凍用蒸発器4へより多くの冷媒を流し、速やかに冷却するのである。本制御は、一定時間或は冷凍区画2の温度が一定温度、例えば−10°Cになるまで行う。

#### (冷媒回収制御1)

次に、本発明の他の一実施形態による冷媒回収制御1について説明する。

15 冷凍サイクル装置9に運転状態によって、例えば冷凍用蒸発器4の温度が通常より低くなった場合、或は冷蔵用蒸発器5の温度が高くなつた場合、高圧側と冷凍用蒸発器4との圧力差が高圧側と冷蔵用蒸発器5の圧力差より大きいため、冷蔵用蒸発器5へは流れにくくなる一方で、冷媒は冷凍用蒸発器4に流れやすくなる。このため、過剰な冷媒は冷凍用蒸発器4、或はそれに続くアキュムレータ1  
20 ~7に溜まることになり、冷蔵用蒸発器5の過熱量に基づく冷媒の絞り調節が困難となる虞がある。

このような状態になった場合、図30に示すように冷蔵用蒸発器5には冷媒が少ししか流入しないため、冷蔵用蒸発器5の出口では冷媒が完全に蒸発し、入口に比べ出口の温度が過度に高くなることから、このような状態を過熱量に基づいて検知することができる。また、このとき、冷凍用蒸発器4の温度は前述のように通常より低くなっているので、それも合わせて検知条件とすることができる。

このような状態を検知後、一定時間、例えば5分後、図31に示すように調節弁12を全閉（冷凍側弁口41、冷蔵側弁口42の双方を全閉）することにより、高圧側の圧縮機9に冷媒を回収した後、通常制御に復帰することにより、冷凍用蒸発器4及び冷蔵用蒸発器5に冷媒を流入することができる。

5

#### （冷媒回収制御2）

次に、本発明の他の一実施形態による冷媒回収制御2について説明する。

図32に示すように冷凍用蒸発器4への冷凍側弁口41のみを全閉した場合でも、冷凍用蒸発器4或はそれに続くアキュムレータ17内の冷媒は圧縮機9の低圧段に吸い込まれ、冷媒を回収することができる。この場合、冷媒の分布が高圧側及び冷蔵用蒸発器5の中圧側になるため、冷蔵用蒸発器5に流れる冷媒が過剰となることが想定される。そのため、冷蔵用蒸発器5に冷媒が十分流入したことを検知した場合、具体的には冷蔵用蒸発器5の出入口に設置した温度センサ26, 27の検出温度差である過熱量が小さくなつた時点で冷媒が十分に流れてきたと判断し、本運転モードを終了するのが望ましい。

ここで、冷凍用蒸発器4或はアキュムレータ17から冷媒を回収することから、冷凍用蒸発器4或はアキュムレータ17内の冷媒を蒸発させて回収する。このとき、冷凍区画2用の冷気循環ファン6を運転することにより、冷媒の吸収を促進することができる。

また、冷凍用蒸発器4或はアキュムレータ17に冷媒が滞留するのは、冷凍区画2側の低圧部の圧力・温度が低いためであることから、冷媒の回収の終了を冷凍区画2側サイクルの温度より検知する。つまり、冷媒が十分にあるときに流入口を全閉し冷媒を回収すると、冷凍サイクル中の冷媒が蒸発し温度が下がる。さらに回収を続けると、蒸発する冷媒が少なくなり、温度が上昇に転じる。この温度変化を、除霜終了を検知する出口温度センサ25により測定し、温度が一定温度以上に上昇、或は下降から上昇に転じることを検知し、冷媒回収を終了するよ

うにしてもよい。このとき、上述した除霜後と同様に、冷凍区画 2 用の冷気循環ファン 6 を同時に動かすことは促進のために有効である。

このような実施形態によれば、制御装置 2 2 は、冷蔵庫の電源投入時は、冷蔵用蒸発器 5 の過熱量を検出するための入口温度センサ 2 7 と出口温度センサ 2 6 による検出温度が同一であるから、そのことに基づいて各温度センサ 2 6, 2 7 の検出温度が同一となるように校正する温度センサ校正制御を実行するようにしたので、それらの温度センサ 2 6, 2 7 による検出温度をそのままスーパーヒート制御に使用する場合に比較して、スーパーヒート制御を確実に実行することができる。

この場合、制御装置 2 2 は、スーパーヒート制御を冷蔵用蒸発器 5 の出口温度と入口温度との差に基づいて実行することから、温度センサ校正制御を実行することにより温度センサ 2 6, 2 7 の検出温度の絶対的な精度にかかわらずスーパーヒート制御を確実に実行することができる。

また、除霜運転時に冷蔵用蒸発器 5 の出口温度が一定の状態が継続したときは、出口温度センサ 2 6 の検出温度が 0 °C となるように校正するようにしたので、以後における除霜運転の終了温度の検出精度を高めることができる。

このような実施形態によれば、制御装置 2 2 は、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒供給が停止したと判断したときは、調節弁 1 2 における冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量比率を所定の戻し値に制御することにより冷蔵用蒸発器 5 への冷媒量を一気に高める戻し制御を実行するようにしたので、通常のスーパーヒート制御により冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量を徐々に増大する場合に比較して、冷蔵用蒸発器 5 に十分な量の冷媒を一気に供給して迅速に冷却することができる。

この場合、冷蔵用蒸発器 5 の出口温度が急上昇したり、冷蔵用蒸発器 5 の入口温度が出口温度と近接した状態でその入口温度が冷蔵室の温度と近接したりした

場合に、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒供給が停止したと判断するようにしたので、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒供給を停止したことを確実に検出することができる。

また、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量比率を所定の戻し値に制御した状態で、冷蔵用蒸発器 5 の過熱量に基づいて冷蔵用蒸発器 5 への冷媒の供給量の多少を判断  
5 し、それに基づいて次の戻し値を変更するようにしたので、戻し値が常に一定である構成に比較して、戻し制御をより適切に実行することができる。

さらに、調節弁 1 2 の弁口で冷媒が絞り調節されることにより圧力損失が増大するという事情があるにしても、圧縮機 9 の回転数が高い場合は冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量比率の上限値を高めるようにしたので、圧力損失を低減し、冷凍サ  
10 イクル装置 1 0 の冷却効率が低下してしまうことを防止できる。

しかも、冷蔵庫が設置された室温が低い場合は、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒流量比率の上限値を高めないようにしたので、冷凍サイクル装置 1 0 の負荷が小さくなるにしても、冷蔵用蒸発器 5 への冷媒供給量が過剰となることを防止できる。

15 本発明は、上記実施形態に限定されることなく、次に述べるように変形或は拡張することができる。

圧縮機として二段圧縮機に代えて一段の圧縮機を用いるようにしてもよい。この場合、図 3 3 に示すように冷蔵用蒸発器 5 の出口側に逆止弁 4 9 を設け、低圧側である圧縮機 9 の吸入側との間に圧力差を設け、冷蔵用蒸発器 5 の蒸発温度が  
20 冷凍用蒸発器 4 の蒸発温度よりも高くなるように設定する必要がある。

上記各実施形態では、制御装置 2 2 により目標過熱量と冷蔵用蒸発器 5 の実際の検出過熱量との差を演算し、その差に基づいて調節弁 1 2 の弁体 4 3 の回転位置を制御するようにしたが、これに代えて、図 3 4 に示すような P I D 制御により弁体の開度を制御するようにしてもよい。この場合、簡単な回路構成で、過熱  
25 量を目標過熱量に効率よく且つ短時間で制御することができる。

冷蔵用蒸発器5への冷媒を絞り調節するのに代えて、冷凍用蒸発器4への冷媒を絞り調節するようにしてもよく、この場合、冷凍用蒸発器4から流出する冷媒を貯留するアキュムレータを設ける必要がある。

調節弁12を、冷蔵庫の水平に取付けられた状態で冷蔵側弁口42が冷凍側弁口41よりも低くなるように構成してもよい。

冷媒として可燃性冷媒の例えればイソブタンを用いた冷凍サイクルに適用するようにしてもよい。この場合、2つの蒸発器4, 5の冷媒流量を制御することにより、一方の蒸発器に冷媒が偏り、冷凍サイクルに必要とされる冷媒流量が増大してしまうことを抑制することができるので、可燃性冷媒を用いた冷凍サイクルに適用するにしても、必要とされる可燃性冷媒流量を最小とすることができる。

本願は、2003年11月28日に出願された日本特許出願：特願2003-400681、2004年1月29日に出願された日本特許出願：特願2004-21559および2004年1月29日に出願された日本特許出願：特願2004-21560の優先権の利益にもとづき、クレームされている。これらの日本特許出願の内容全体は、参照によって本開示に組み込まれる。

この発明の精神と範囲に反することなしに広範に異なる実施形態を構成することができることは明白なので、この発明は添付クレームにおいて限定した以外は特定の実施形態に制約されるものではない。

#### 産業上の利用可能性

本発明は、家庭用冷蔵庫または業務用冷蔵庫に好適である。

## 請求の範囲

1. 2段圧縮コンプレッサの高圧側吐出口と凝縮器が接続され、  
前記凝縮器と三方弁型の流量可変手段が接続され、  
5 前記流量可変手段の冷蔵側出口が冷蔵キャピラリーチューブ、冷蔵室用蒸発器  
を経て前記2段圧縮コンプレッサの中間圧側吸込口と接続され、  
前記流量可変手段の冷凍側出口が冷凍キャピラリーチューブを経て冷凍室用蒸  
発器に接続され、  
前記冷凍室用蒸発器が低圧サクションパイプを経て前記2段圧縮コンプレッサ  
10 の低圧側吸込口に接続された冷凍サイクルを有した冷蔵庫において、  
前記流量可変手段により前記冷蔵室用蒸発器と前記冷凍室用蒸発器に冷媒を同  
時に流す同時冷却モードと、前記冷凍室用蒸発器にのみ冷媒を流す冷凍モードと  
に切り替え可能であり、  
前記同時冷却モード中に、前記冷蔵キャピラリーチューブまたは前記冷凍キャ  
15 ピラリーチューブのどちらか一方の冷媒の流れやすい方向に向かう冷媒流量を、  
前記流量可変手段により調整して、前記冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の入  
口の温度と出口の温度との差が設定温度差になるように温度差制御を行う制御手  
段を有する  
ことを特徴とする冷蔵庫。  
20
2. 2段圧縮コンプレッサの高圧側吐出口と凝縮器が接続され、  
前記凝縮器と三方弁型の流量可変手段が接続され、  
前記流量可変手段の冷蔵側出口が冷蔵キャピラリーチューブ、冷蔵室用蒸発器  
25 を経て前記2段圧縮コンプレッサの中間圧側吸込口と接続され、  
前記流量可変手段の冷凍側出口が冷凍キャピラリーチューブを経て冷凍室用蒸  
発器に接続され、

前記冷凍室用蒸発器が低圧サクションパイプを経て前記2段圧縮コンプレッサの低圧側吸込口に接続された冷凍サイクルを有した冷蔵庫において、

前記流量可変手段により前記冷蔵室用蒸発器と前記冷凍室用蒸発器に冷媒を同時に流す同時冷却モードと、前記冷凍室用蒸発器にのみ冷媒を流す冷凍モードと  
5 に切り替え可能であり、

前記同時冷却モード中に、前記冷蔵キャピラリーチューブまたは前記冷凍キャピラリーチューブのどちらか一方の冷媒の流れやすい方向に向かう冷媒流量を、前記冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の近傍にある送風機の回転数により調整して、前記冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の入口の温度と出口の温度との差  
10 が設定温度差になるように温度差制御を行う制御手段を有することを特徴とする冷蔵庫。

3. 2段圧縮コンプレッサの高圧側吐出口と凝縮器が接続され、

前記凝縮器と三方弁型の流量可変手段が接続され、

15 前記流量可変手段の冷蔵側出口が冷蔵キャピラリーチューブ、冷蔵室用蒸発器を経て前記2段圧縮コンプレッサの中間圧側吸込口と接続され、

前記流量可変手段の冷凍側出口が冷凍キャピラリーチューブを経て冷凍室用蒸発器に接続され、

前記冷凍室用蒸発器が低圧サクションパイプを経て前記2段圧縮コンプレッサ  
20 の低圧側吸込口に接続された冷凍サイクルを有した冷蔵庫において、

前記流量可変手段により前記冷蔵室用蒸発器と前記冷凍室用蒸発器に冷媒を同時に流す同時冷却モードと、前記冷凍室用蒸発器にのみ冷媒を流す冷凍モードとに切り替え可能であり、

前記同時冷却モード中に、前記冷蔵キャピラリーチューブまたは前記冷凍キャ  
25 ピラリーチューブのどちらか一方の冷媒の流れやすい方向に向かう冷媒流量を、

前記流量可変手段により調整するか、または、前記冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の近傍にある送風機の回転数により調整して、前記冷媒の流れやすい方向にある蒸発器の入口の温度と出口の温度との差が設定温度差になるように温度差制御を行う制御手段を有する

5 ことを特徴とする冷蔵庫。

4. 前記冷蔵キャピラリーチューブの方が、前記冷凍キャピラリーチューブより冷媒が流れやすいことを特徴とする請求項1から3のうち少なくとも一項に記載の冷蔵庫。

10

5. 前記冷蔵キャピラリーチューブまたは前記冷凍キャピラリーチューブのどちらか一方の冷媒の流れにくい方向にある蒸発器の下流側に、アクチュムレータを設けることを特徴とする請求項1から3のうち少なくとも一項に記載の冷蔵庫。

15

6. 前記冷媒が流れやすい方向にある蒸発器の入口と出口にそれぞれ温度センサを設け、

前記制御手段は、前記両温度センサを用いて前記入口の温度と前記出口の温度とを測定する

ことを特徴とする請求項1から3のうち少なくとも一項に記載の冷蔵庫。

20

7. 前記制御手段は、前記冷凍モードにおいて前記2段圧縮コンプレッサの能力を調整して前記冷凍室用蒸発器の温度を制御することを特徴とする請求項1から3のうち少なくとも一項に記載の冷蔵庫。

25

8. 前記制御手段は、前記同時冷却モードの開始一定時間後に前記温度差制御を行うことを特徴とする請求項1から3のうち少なくとも一項に記載の冷蔵庫。

9. 前記制御手段は、前記温度差制御の開始時には、前記流量調整手段の冷蔵側出口を全開状態とし、前記同時冷却モードの終了時には全閉状態とすることを特徴とする請求項1または3記載の冷蔵庫。

5

10. 前記制御手段は、前記入口の温度と前記出口の温度との差が所定温度差より大きいときは低速で、前記所定温度差より小さいときは高速で前記送風機を回転させることを特徴とする請求項2記載の冷蔵庫。

10 11. 前記制御手段は、前記流量調整手段の流量調整と共に前記送風機の回転数を調整することを特徴とする請求項3記載の冷蔵庫。

10 12. 前記制御手段は、前記流量調整手段の前記冷媒が流れやすい方向にある出口における冷媒の流量が所定量より少ないときは前記送風機の回転数を所定回転数より高くすることを特徴とする請求項3記載の冷蔵庫。

10 13. 前記制御手段は、前記流量調整手段の前記冷媒が流れやすい方向にある出口における冷媒の流量が所定量より多いときは前記送風機の回転数を所定回転数より低くすることを特徴とする請求項3記載の冷蔵庫。

20

14. 前記制御手段は、前記入口の温度と前記出口の温度との温度差が所定温度差より大きいときは前記流量可変手段により調整し、その温度差が前記所定温度差より小さいときは前記送風機で調整して前記温度差制御を行うことを特徴とする請求項3記載の冷蔵庫。

25

15. 圧縮機から吐出されるガス状冷媒を液化する凝縮器と、

この凝縮器から流入した冷媒が流出する2つの弁口を有し、それらの弁口を通じて流出する冷媒流量を当該弁口の全開時における冷媒流量に対する流量比率として弁体の開度に応じて調節可能な冷媒流量調節手段と、

- この冷媒流量調節手段の各弁口から流出した冷媒がそれぞれ流入する冷凍用蒸5 発器及び冷蔵用蒸発器と、

一方の蒸発器の入口温度と出口温度を検出する温度センサと、

前記冷凍用蒸発器及び冷蔵用蒸発器により冷却される冷凍区画及び冷蔵区画の冷却状態に基づいて冷凍サイクル運転を実行する制御手段とを備え、

- 前記制御手段は、前記冷媒流量調節手段に対して前記温度センサが検出した一方の蒸発器の出口温度と入口温度との差である過熱量が目標過熱量となるように少なくとも一方の蒸発器への冷媒流量を絞り調節すると共に、一方の蒸発器の入口温度と出口温度とが同一であるとみなすことができる所定条件が成立したときは、前記温度センサによる検出温度が同一となるように校正してから通常制御に復帰することを特徴とする冷蔵庫。
- 10
- 
- 15

16. 前記制御手段は、電源投入時に、前記所定条件が成立したと判断することを特徴とする請求項15記載の冷蔵庫。

17. 圧縮機から吐出されるガス状冷媒を液化する凝縮器と、

- 20 この凝縮器から流入した冷媒が流出する2つの弁口を有し、それらの弁口を通じて流出する冷媒流量を当該弁口の全開に対する流量比率として調節可能な冷媒流量調節手段と、

この冷媒流量調節手段の各弁口から流出した冷媒がそれぞれ流入する冷凍用蒸發器及び冷蔵用蒸発器と、

- 25 一方の蒸発器の出口温度を検出する温度センサと、

前記冷凍用蒸発器及び冷蔵用蒸発器により冷却される冷凍区画及び冷蔵区画の冷却状態に基づいて冷凍サイクル運転を実行すると共に、前記温度センサによる検出温度に基づいて除霜運転を実行する制御手段とを備え、

前記制御手段は、前記冷媒流量調節手段に対して少なくとも一方の蒸発器への  
5 冷媒流量を絞り調節すると共に、一方の蒸発器の除霜運転の実行中に前記温度セ  
ンサによる検出温度の一定状態が継続したときは、そのときの検出温度が零とな  
るよう校正することを特徴とする冷蔵庫。

18. 圧縮機から吐出されるガス状冷媒を液化する凝縮器と、

10 この凝縮器から流入した冷媒が流出する2つの弁口を有し、それらの弁口を通  
じて流出する冷媒流量を当該弁口の全開時における冷媒流量に対する流量比率と  
して弁体の開度に応じて調節可能な冷媒流量調節手段と、

この冷媒流量調節手段の各弁口から流出した冷媒がそれぞれ流入する冷凍用蒸  
発器及び冷蔵用蒸発器と、

15 前記冷凍用蒸発器及び冷蔵用蒸発器により冷却される冷凍区画及び冷蔵区画の  
冷却状態に基づいて冷凍サイクル運転を実行する制御手段とを備え、

前記制御手段は、前記冷媒流量調節手段に対して少なくとも一方の蒸発器への  
冷媒流量を絞り調節すると共に、一方の蒸発器への冷媒供給の停止状態が発生し  
たとみなすことができる所定条件が成立したときは一方の蒸発器への冷媒流量比  
20 率を所定の戻し値に制御することを特徴とする冷蔵庫。

19. 前記制御手段は、前記冷媒流量調節手段に対して一方の蒸発器への弁口  
が全閉状態または最小開度となるように制御したときに前記所定条件が成立した  
と判断することを特徴とする請求項18記載の冷蔵庫。

前記制御手段は、前記温度センサによる検出温度の上昇率が所定値を上回ったときに前記所定条件が成立したと判断することを特徴とする請求項18記載の冷蔵庫。

5 21. 一方の蒸発器の入口温度と出口温度の温度を検出する温度センサを備え、  
前記制御手段は、前記温度センサが検出した一方の蒸発器の出口温度と入口温度との差が所定値よりも小さく且つ一方の蒸発器の入口温度と一方の蒸発器の冷却対象区画との温度差が所定値よりも小さくなったときに前記所定条件が成立したと判断することを特徴とする請求項18記載の冷蔵庫。

10

22. 前記制御手段は、前記冷媒流量調節手段に対して前記所定条件が成立したと判断して一方の蒸発器への冷媒流量比率を前記戻し値に制御した状態で一方の蒸発器への冷媒流量が不足していると判断した場合は次の戻し値が小となるよう設定すると共に、冷媒流量が過剰であると判断した場合は次の戻し値が大となるように設定することを特徴とする請求項18ないし21の何れかに記載の冷蔵庫。

23. 前記制御手段は、前記圧縮機の回転数が高い場合は前記戻し値を高く変更することを特徴する請求項22記載の冷蔵庫。

20

24. 前記制御手段は、外気温が低い場合は、前記戻し値の変更を実行しないことを特徴とする請求項23記載の冷蔵庫。

図 1

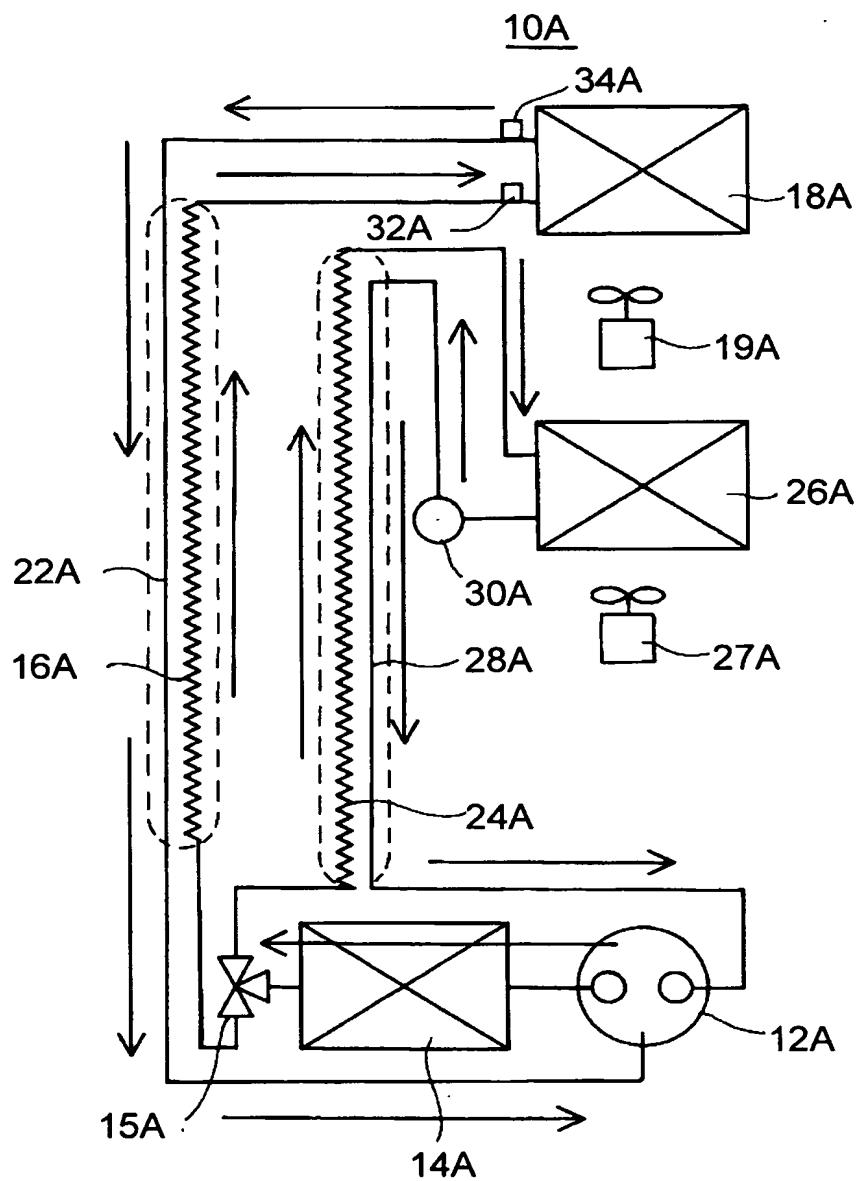
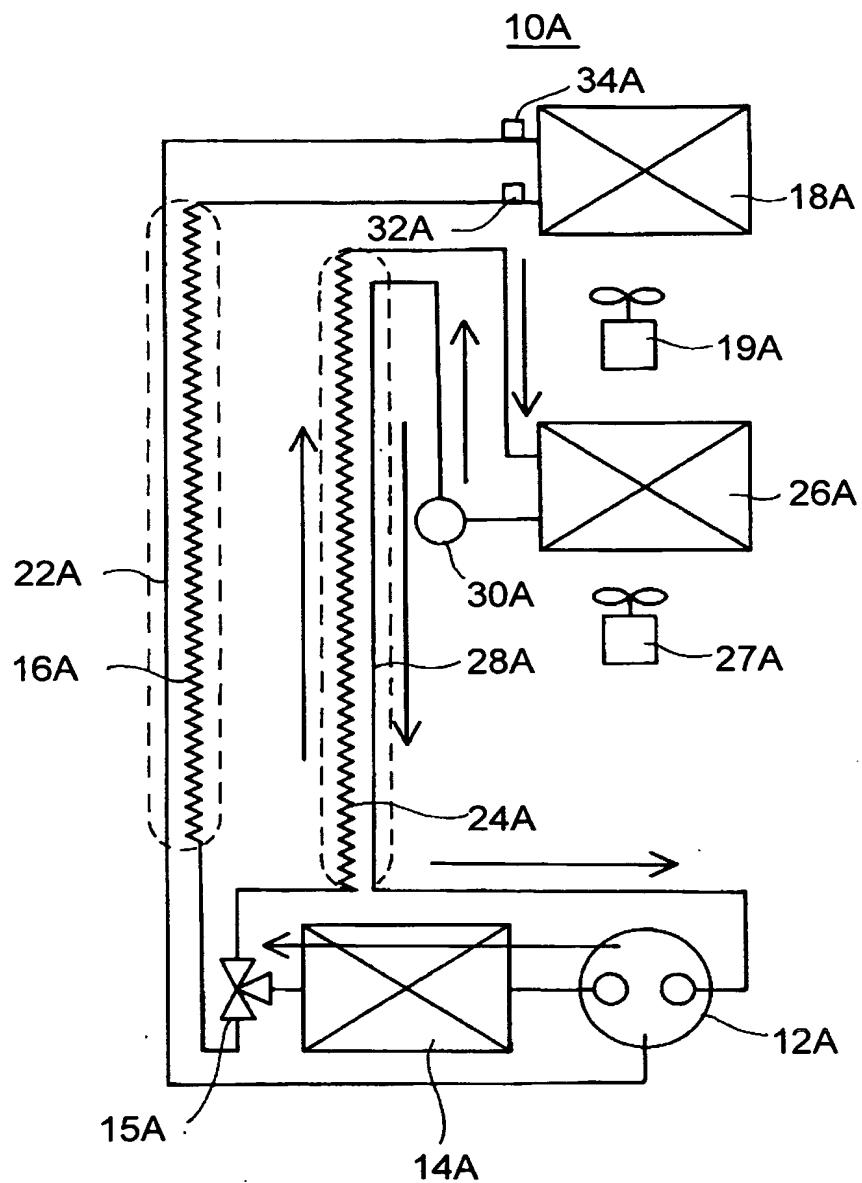


図 2



## 図 3

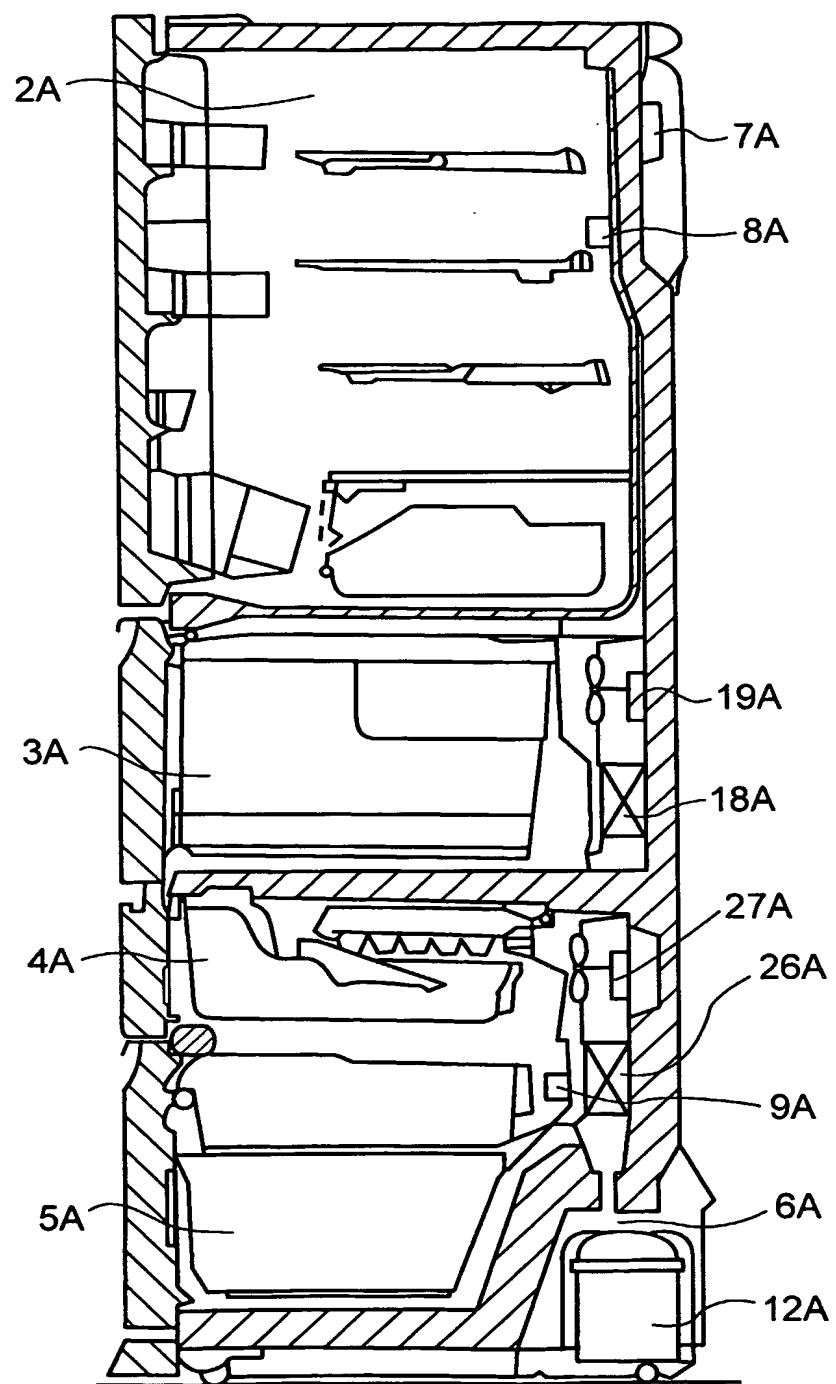
1A

図 4

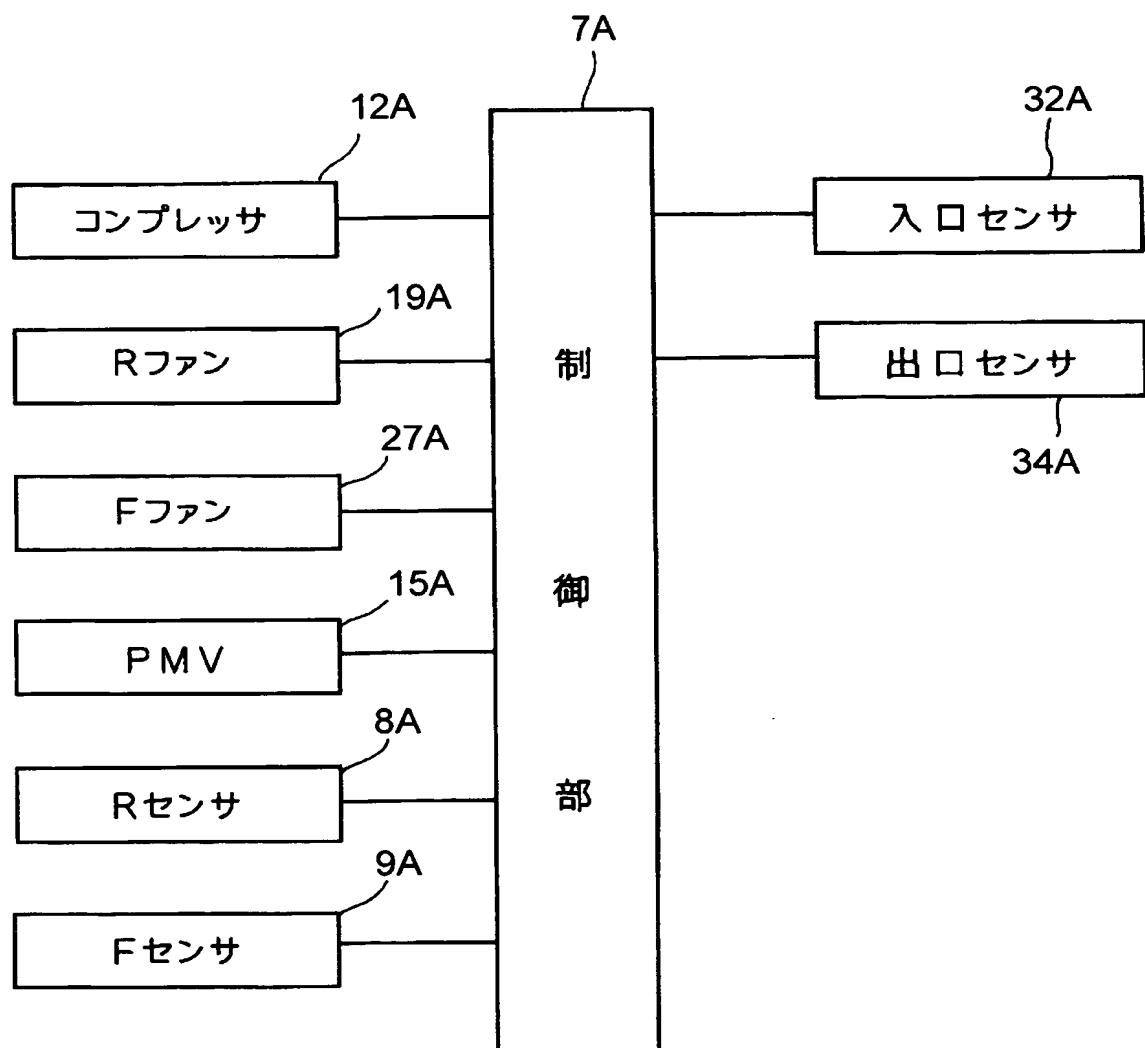


図 5

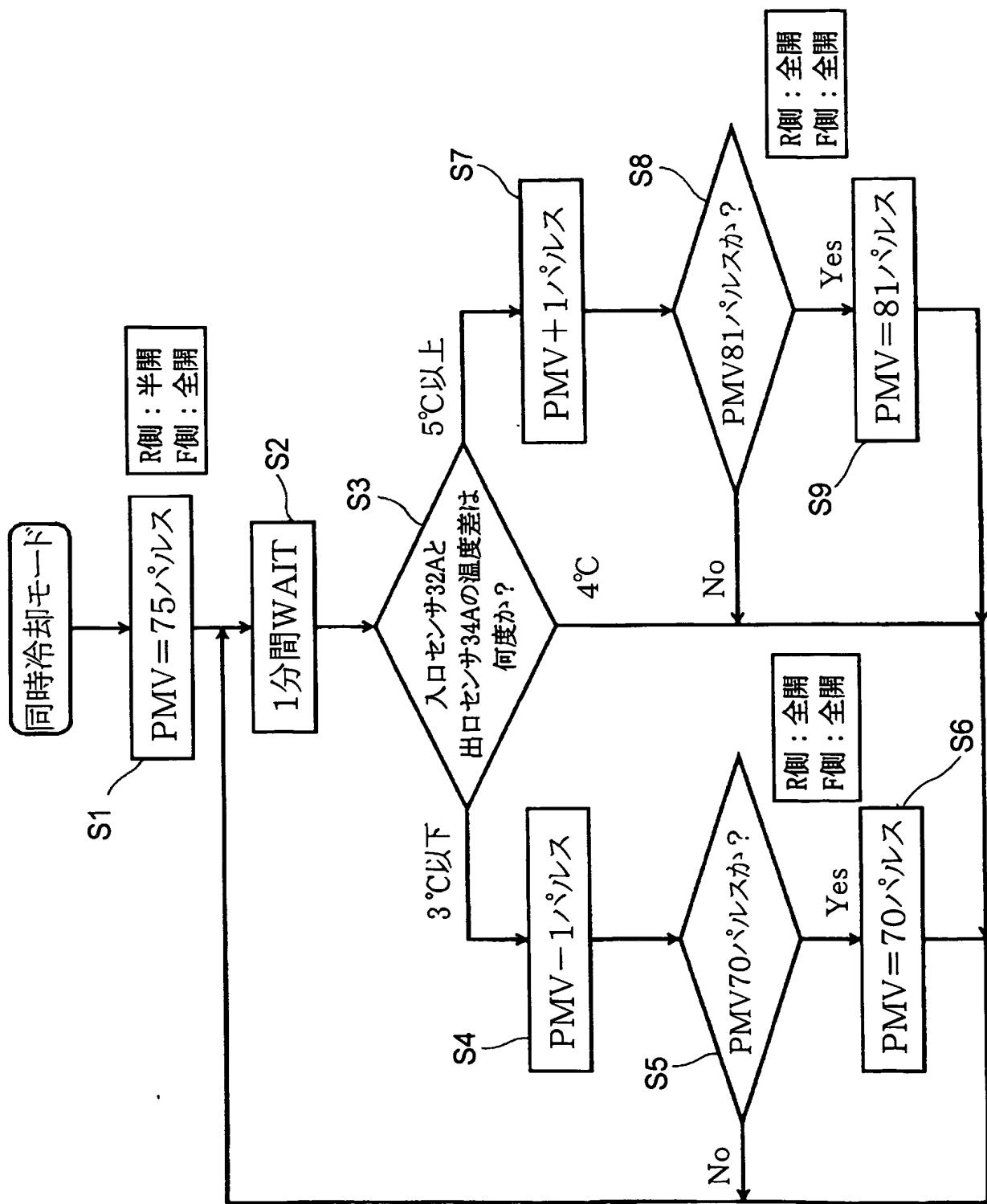


図 6

モード		停止時	冷凍モード	同時冷却モード
PMVパルス位置	13パルス	37パルス	61パルス	70~81パルス
冷凍側出口	全閉	全閉	全開	全開
冷蔵側出口	全開	全閉	全閉	流量制御

図 7

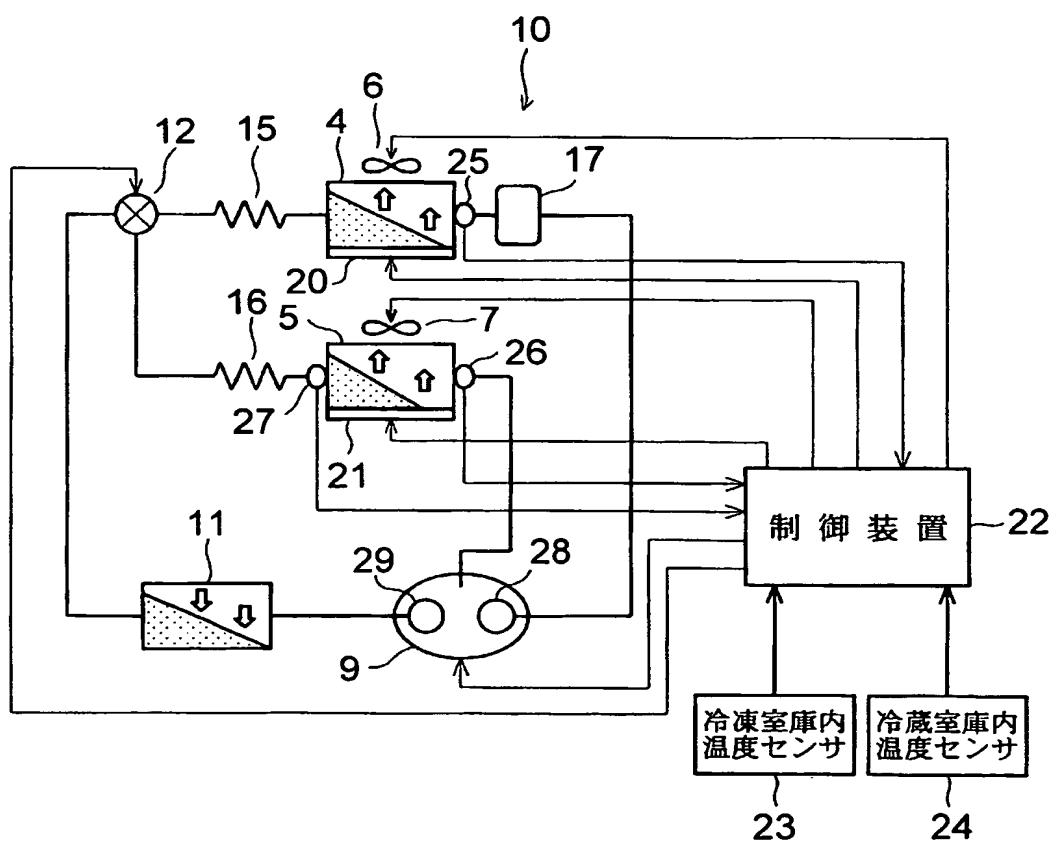
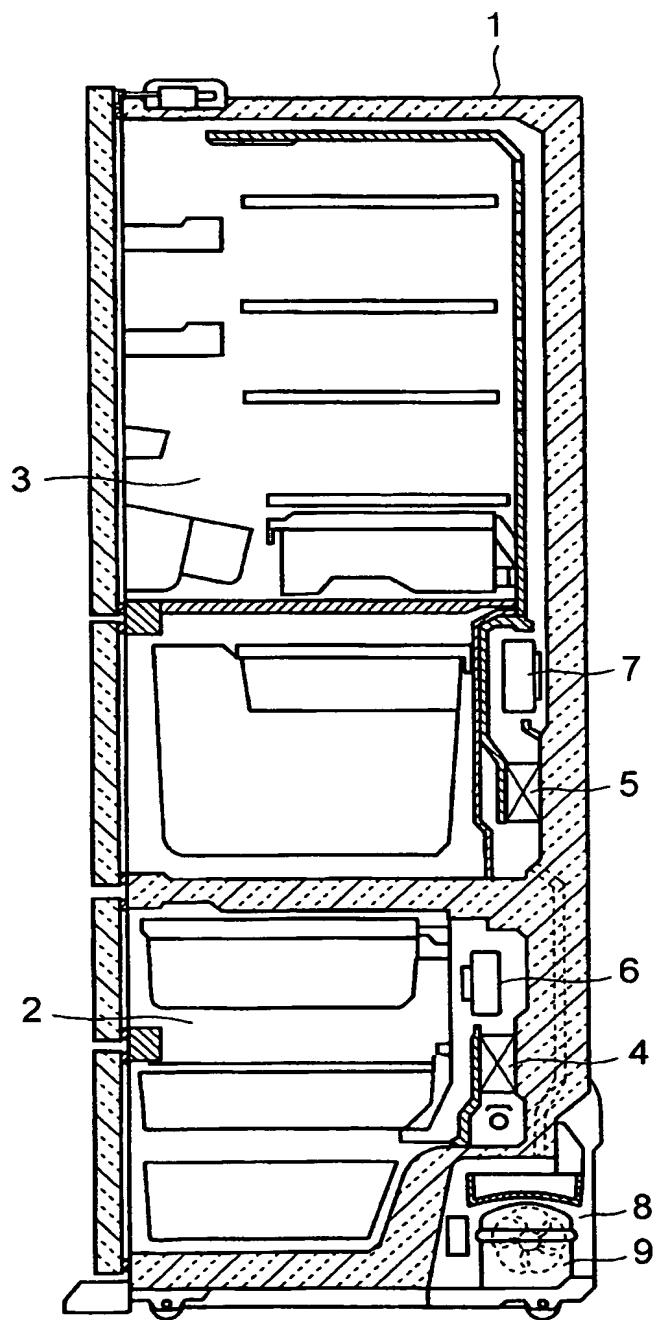


図 8



8/25

図 9

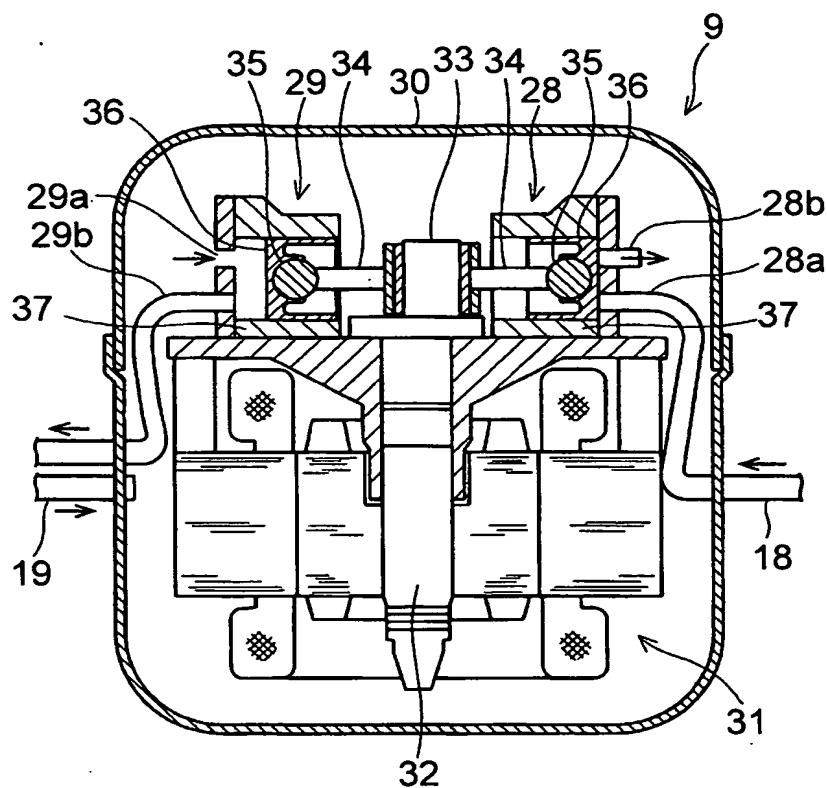
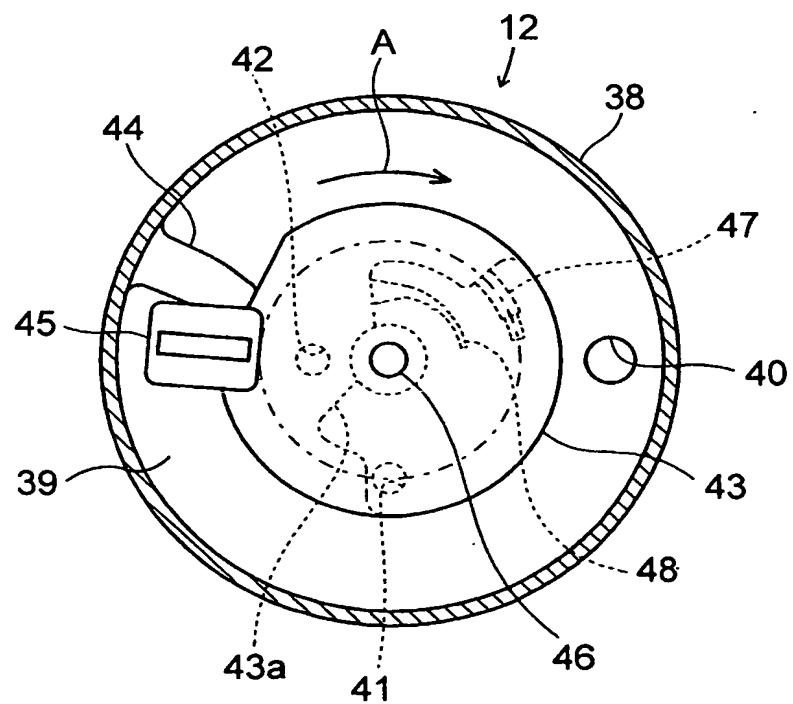
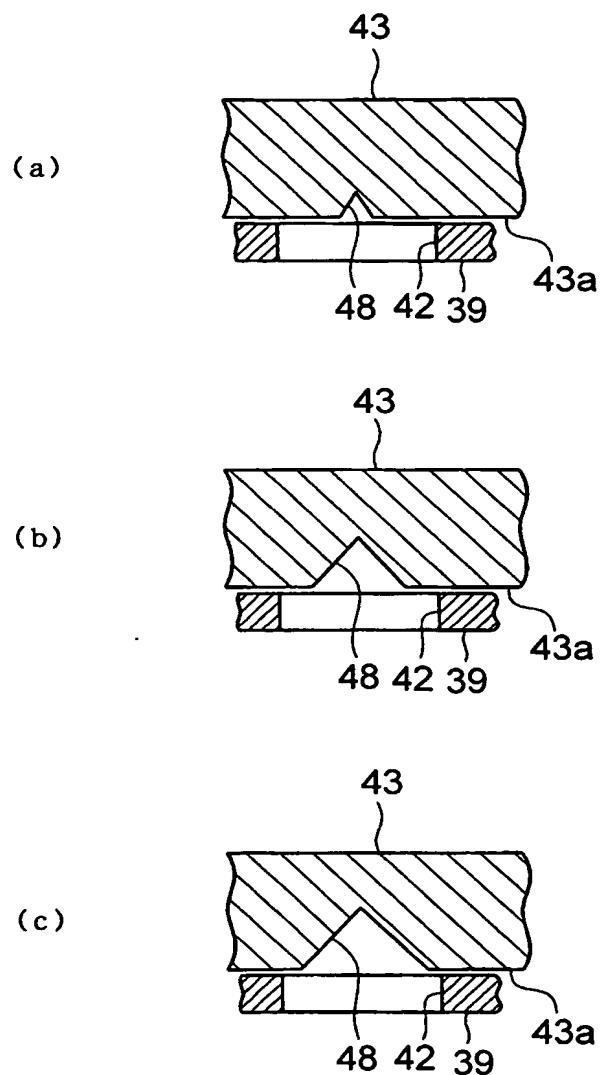


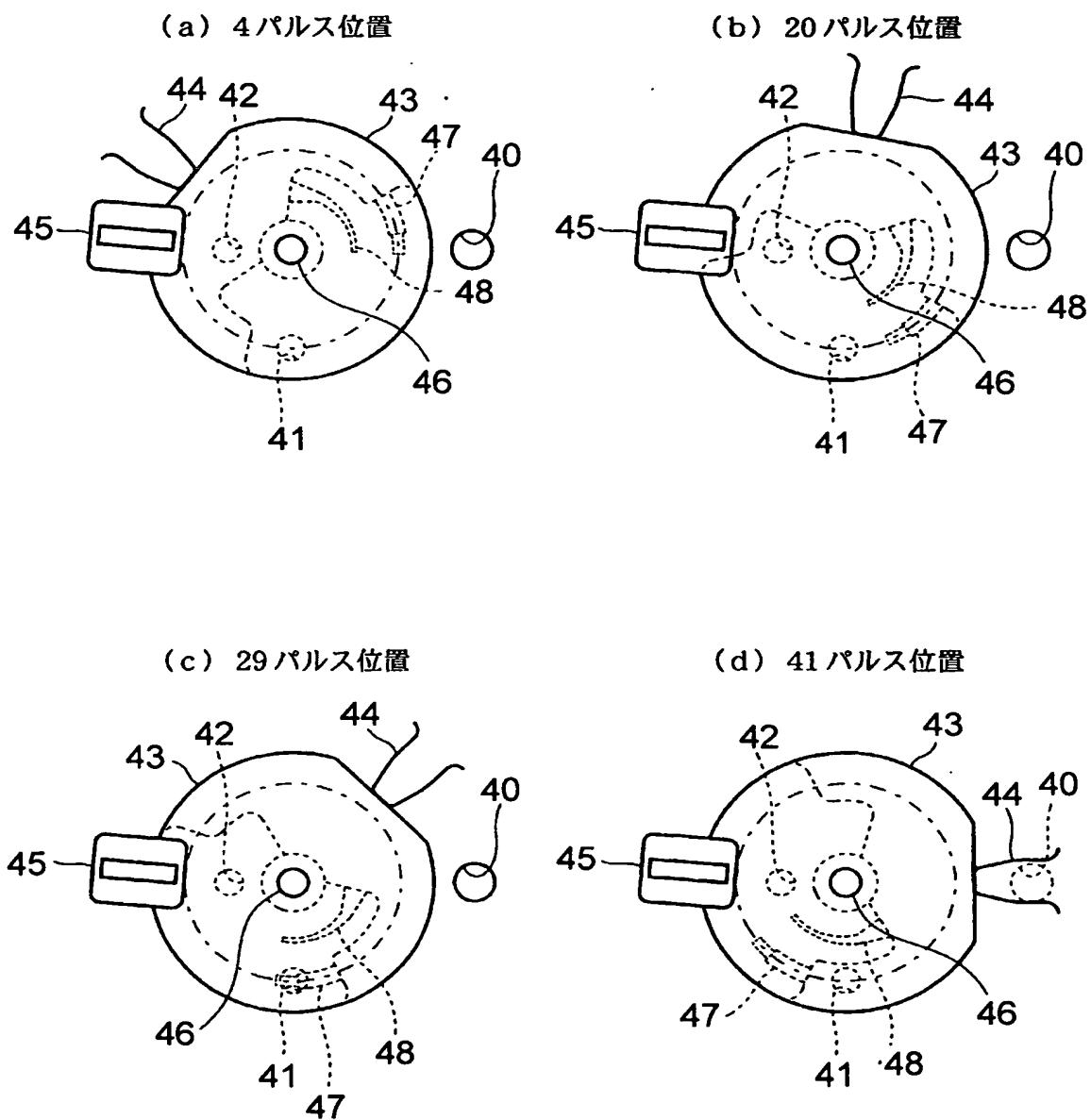
図 10



## 図 11

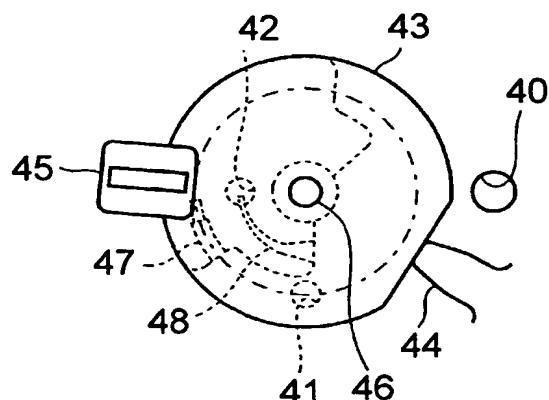


## 図 12

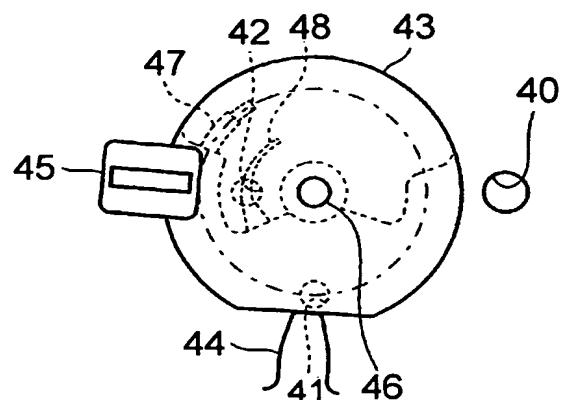


## 図 12(続き)

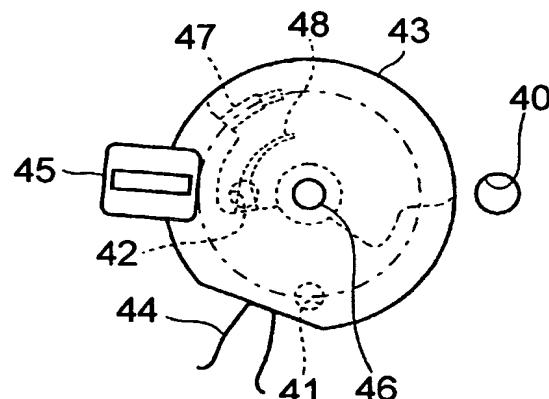
(e) 49 パルス位置



(f) 62 パルス位置



(g) 71 パルス位置



(h) 82 パルス位置

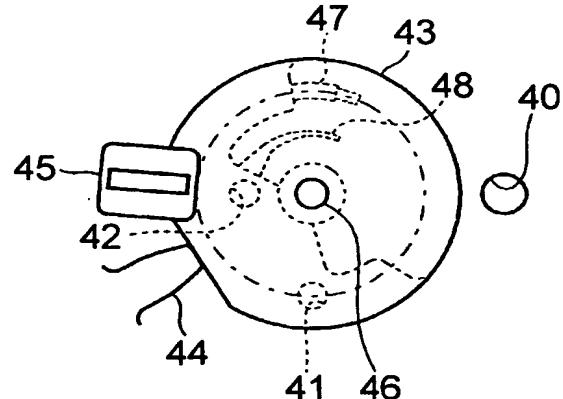
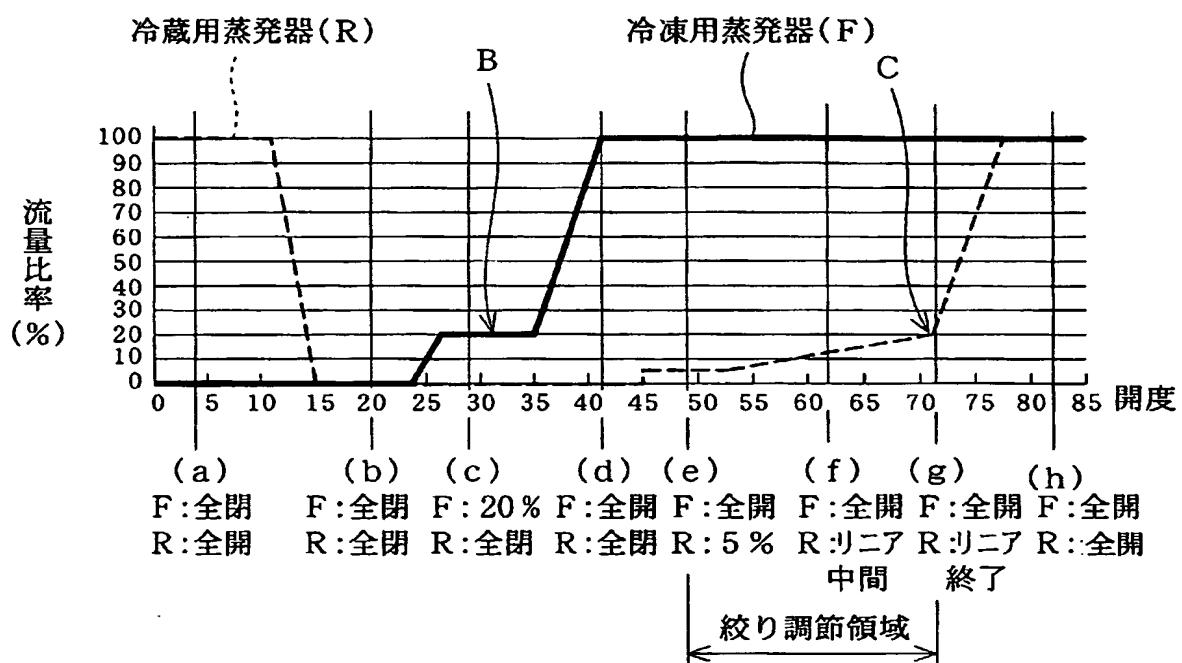


図 13



14

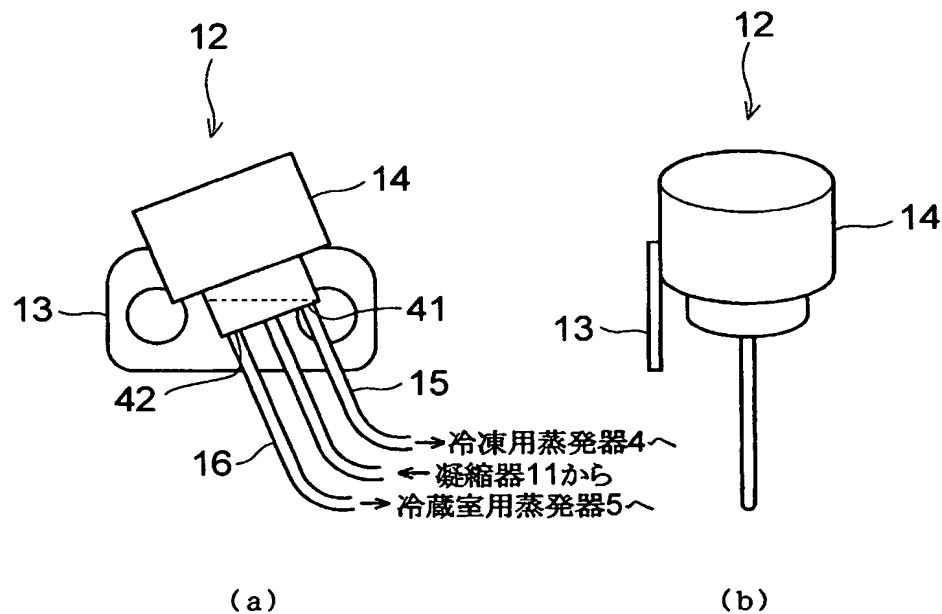


图 15

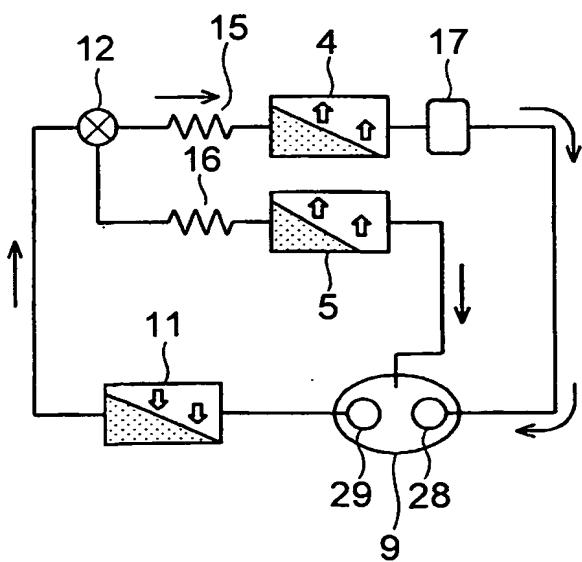


図 16

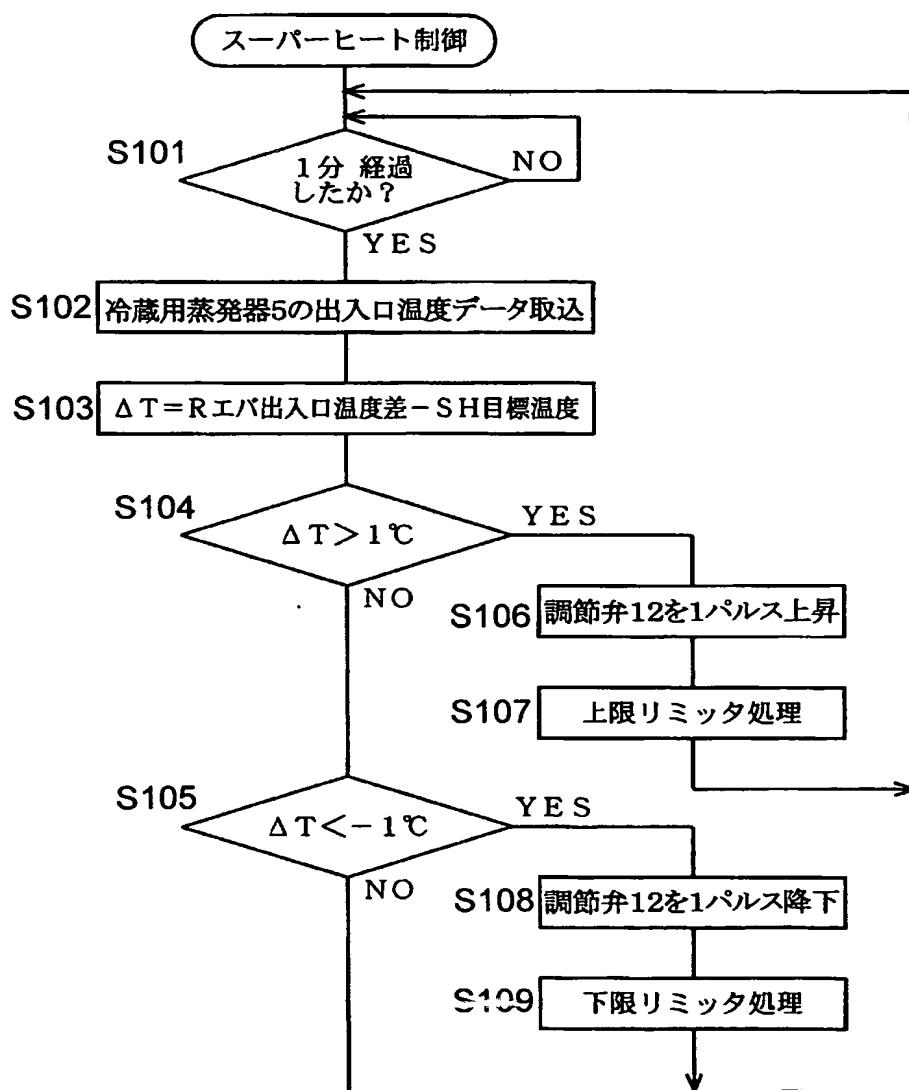


図 17

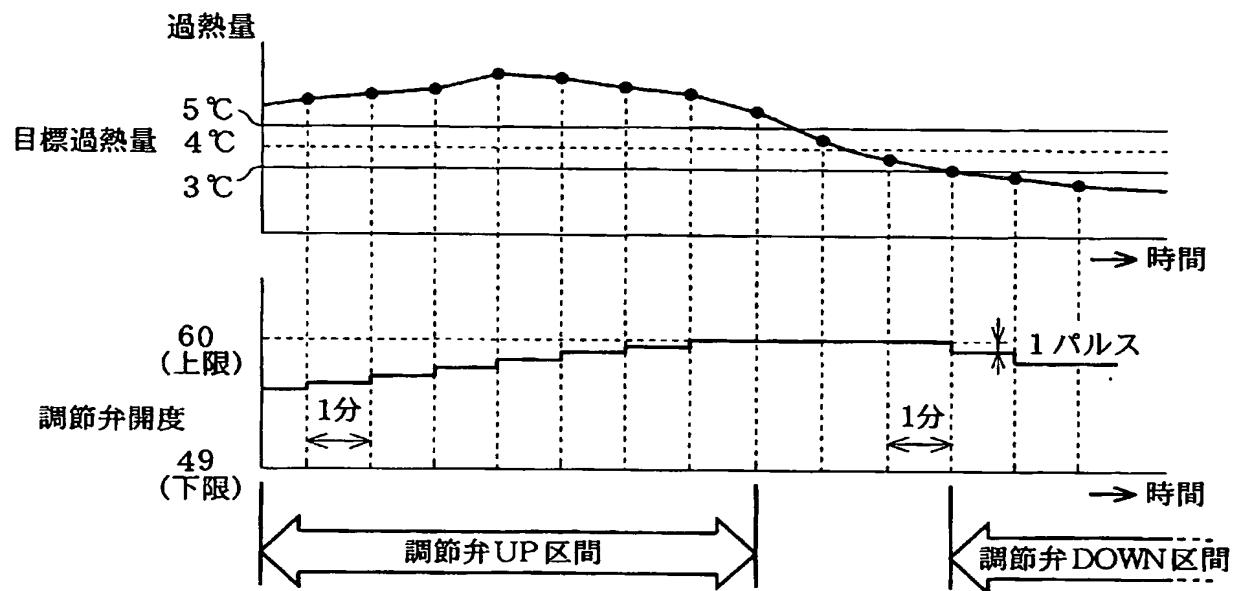


図 18

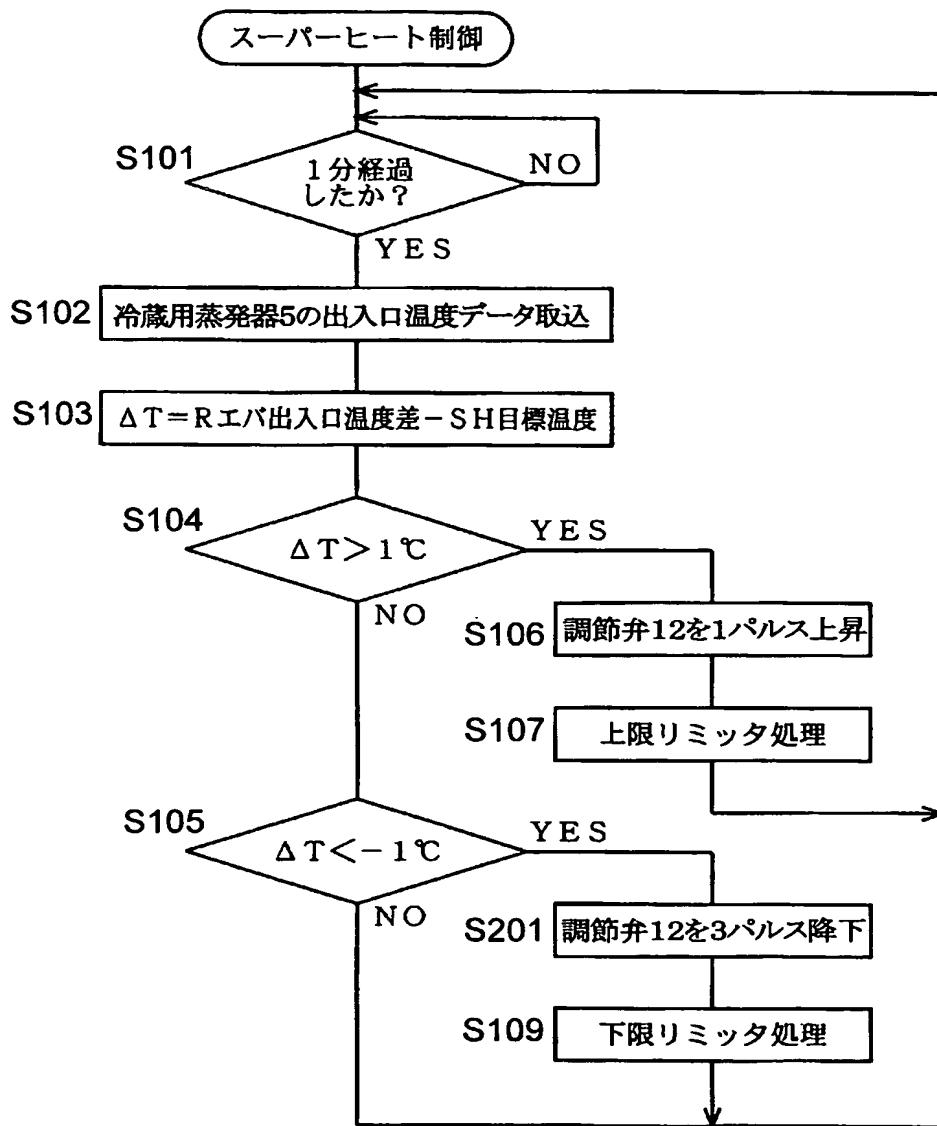


図 19

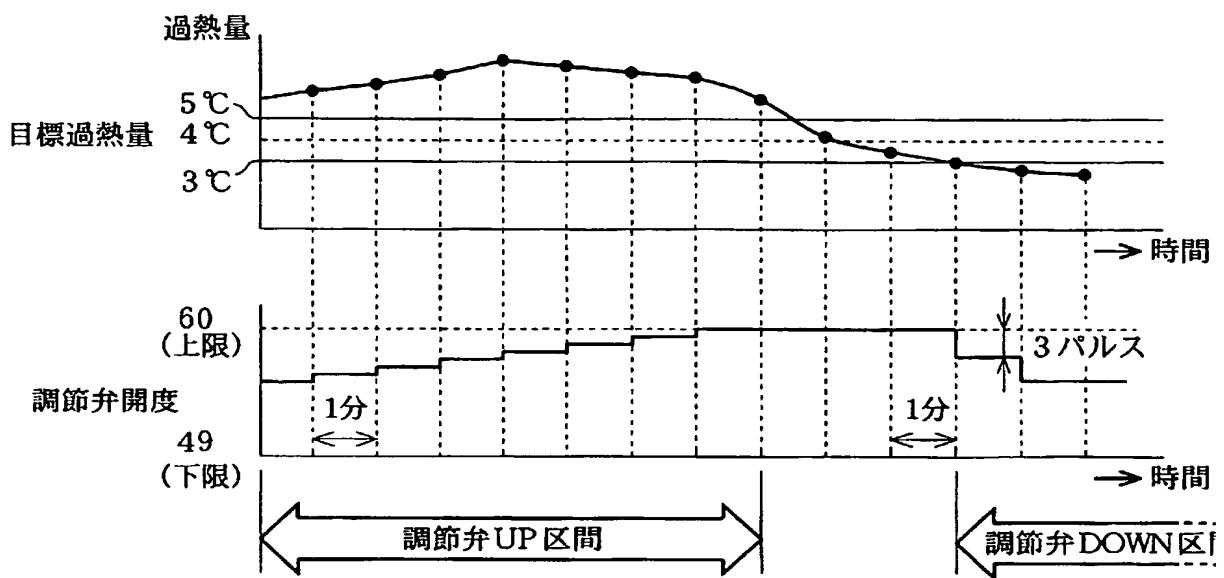
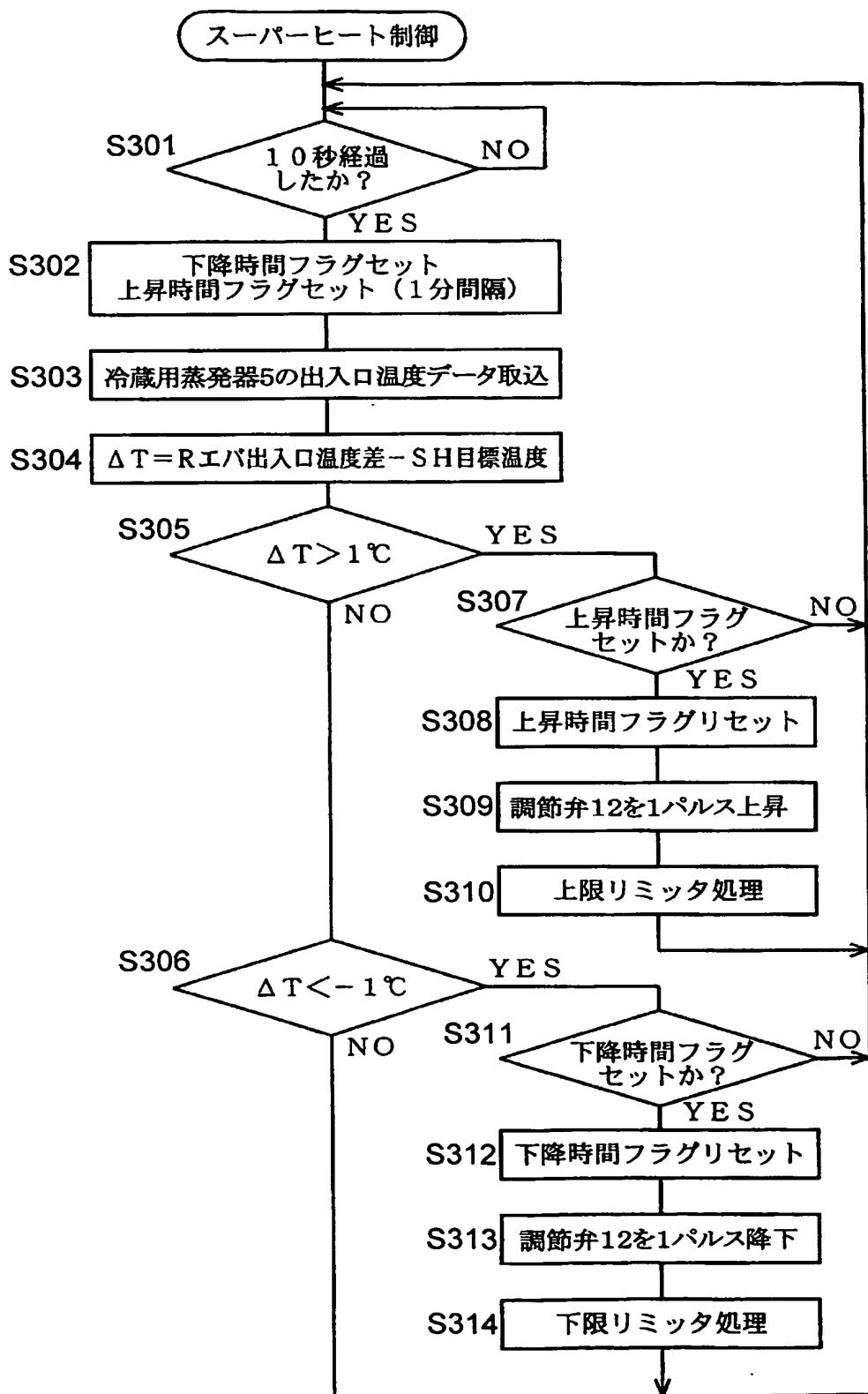
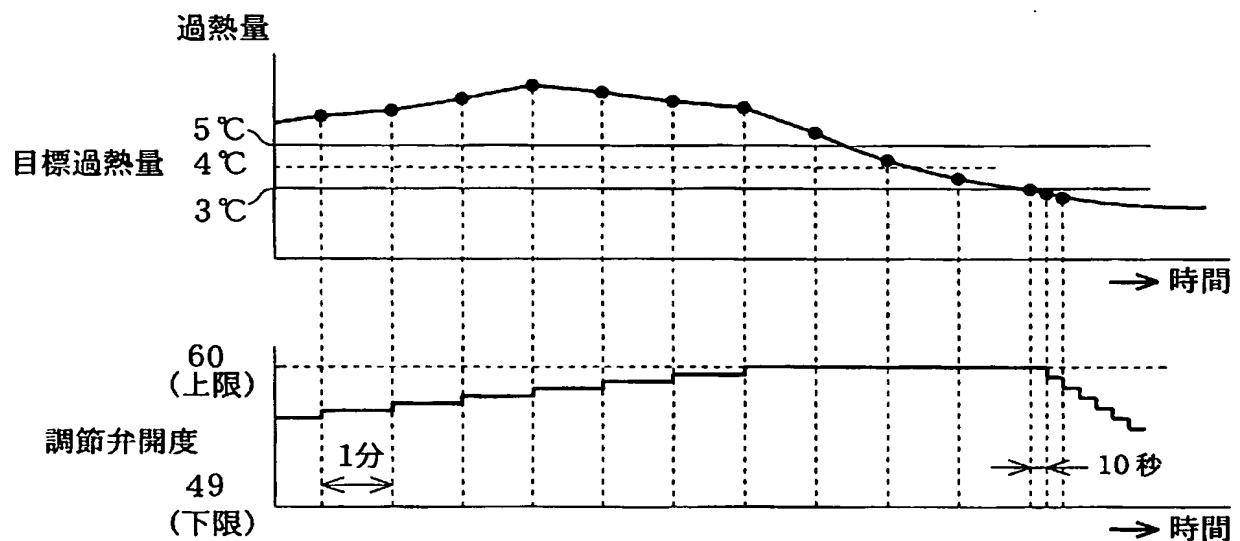


図 20



21



22

### 弁体43の開度の上限値

圧縮機回転数		低	高
室温	高室温 (20℃以上)	60	71
	中室温 (11~20℃)	60	60
	低室温 (11℃以下)	53	53

20/25

図 23

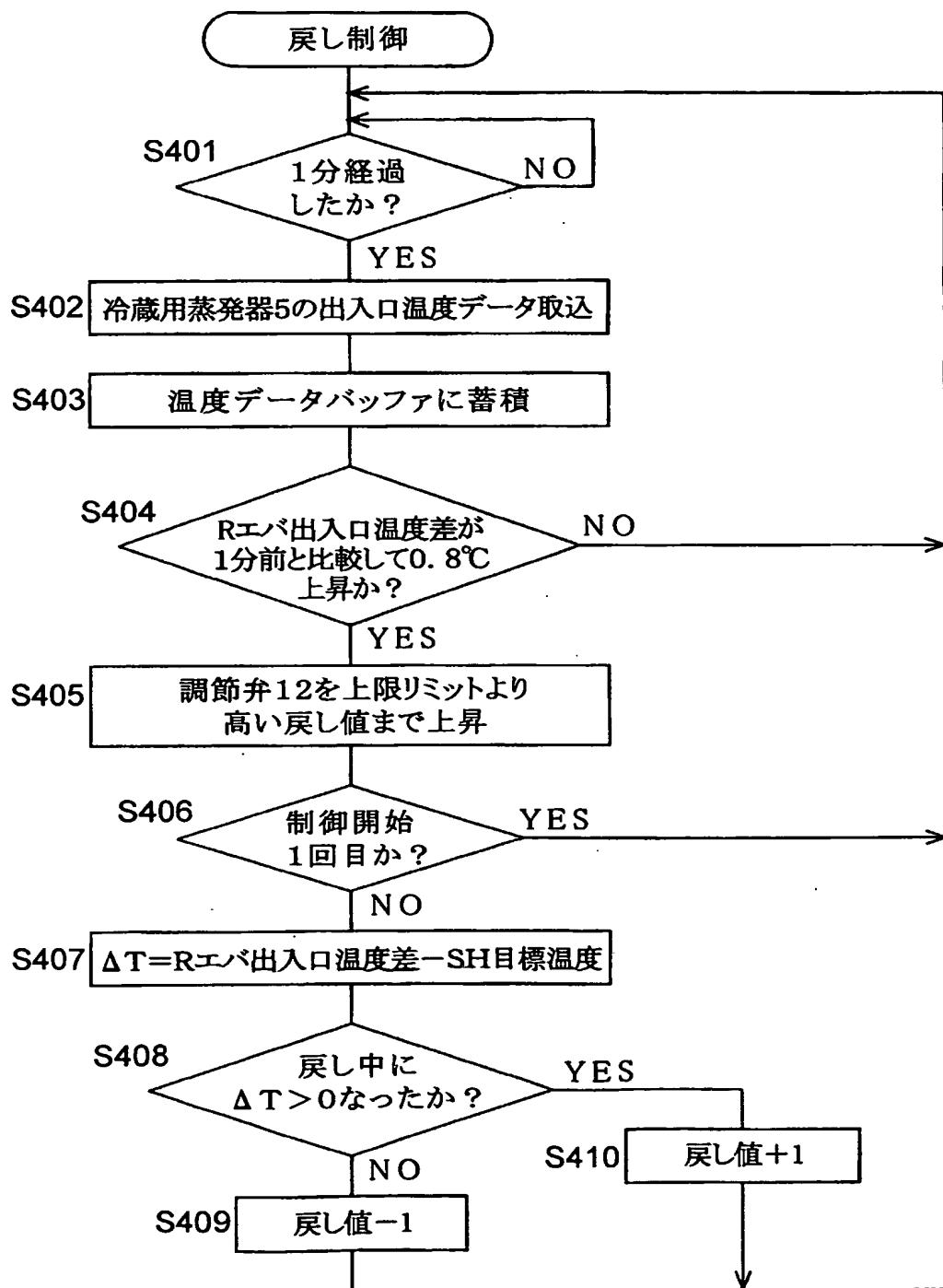


図 24

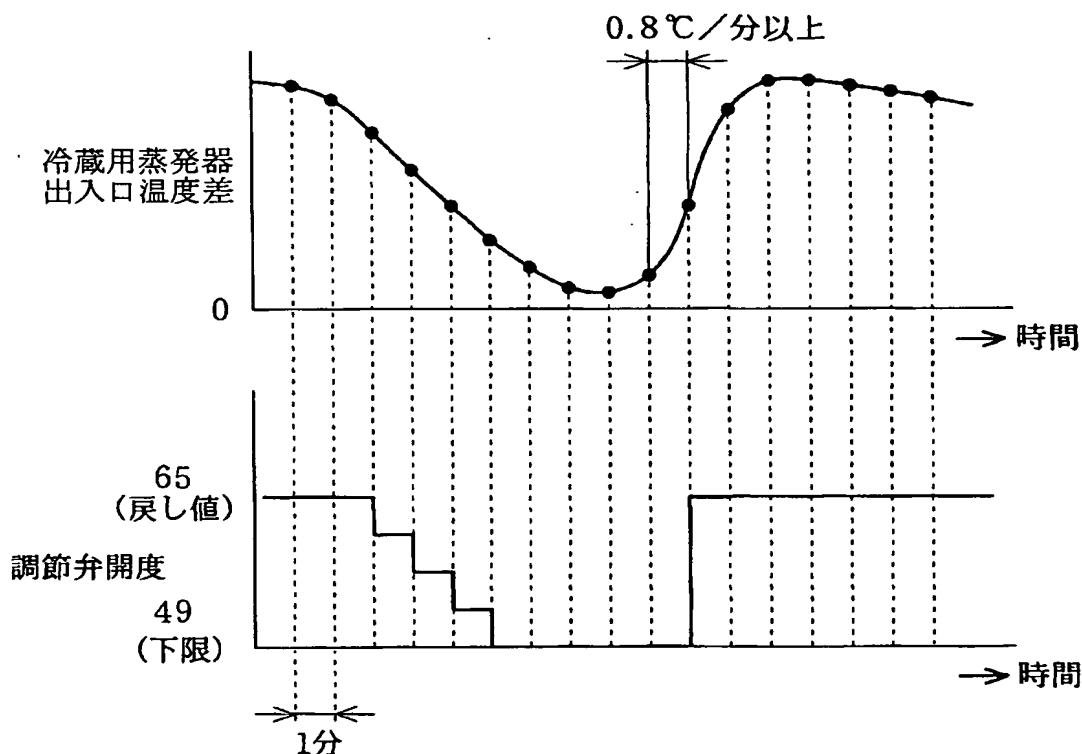
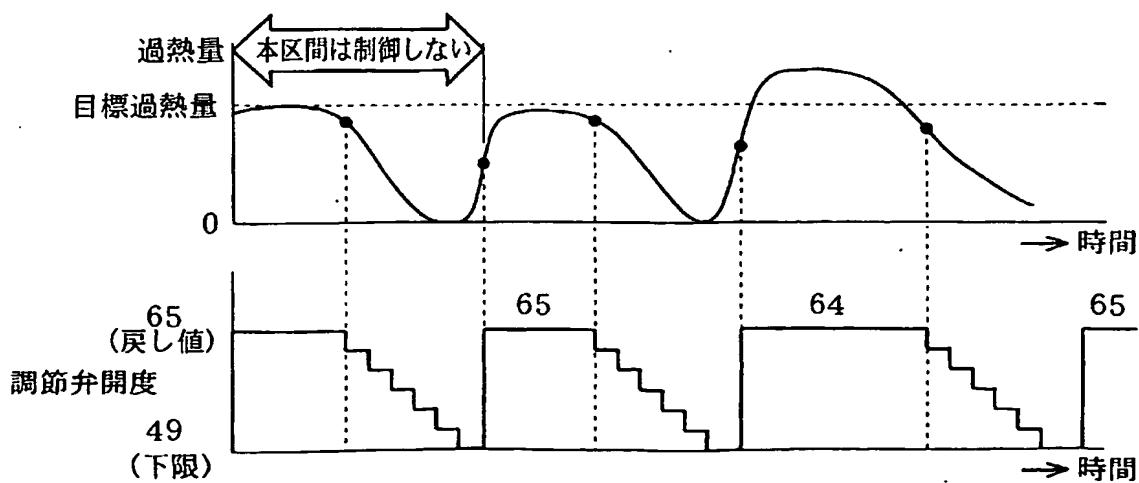


図 25



22/25

図 26

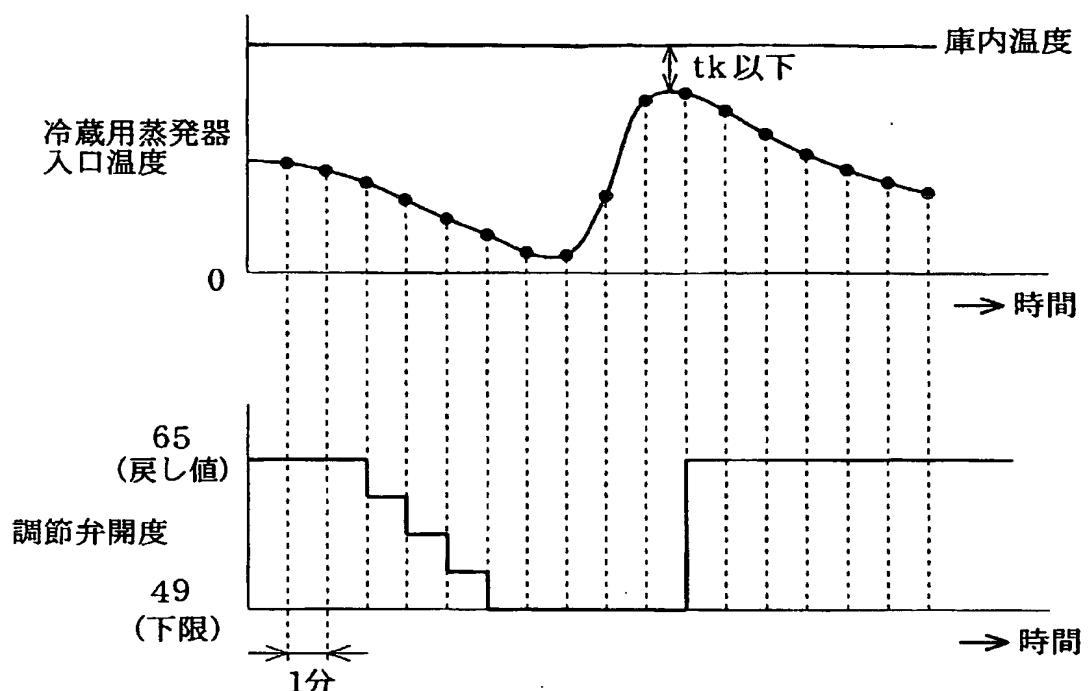
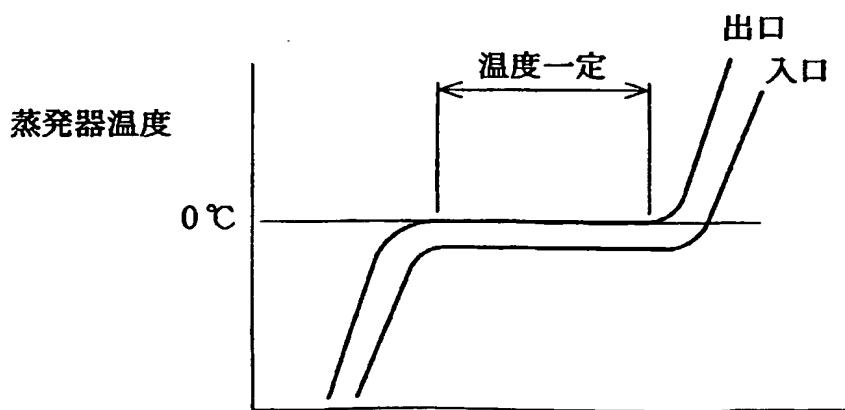


図 27



23/25

図 28

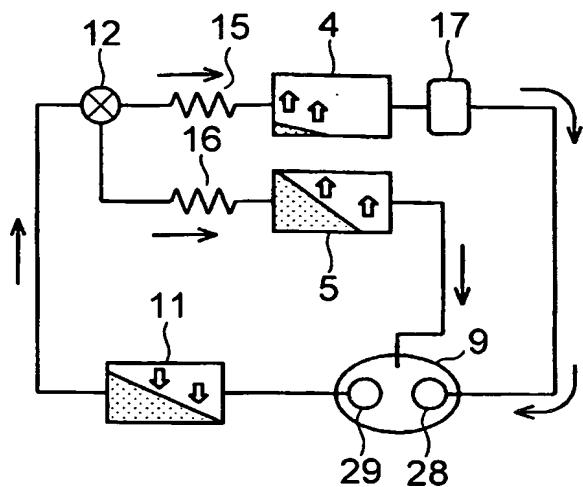


図 29

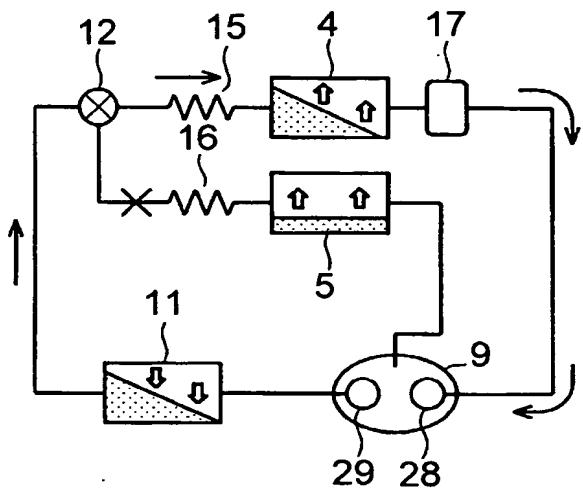
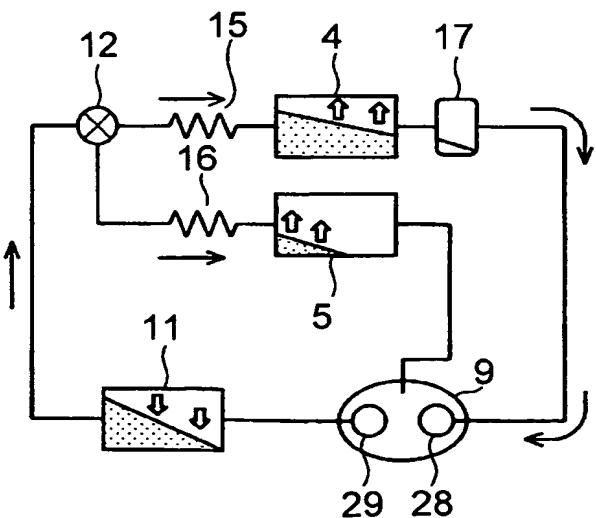


図 30



24/25

図 31

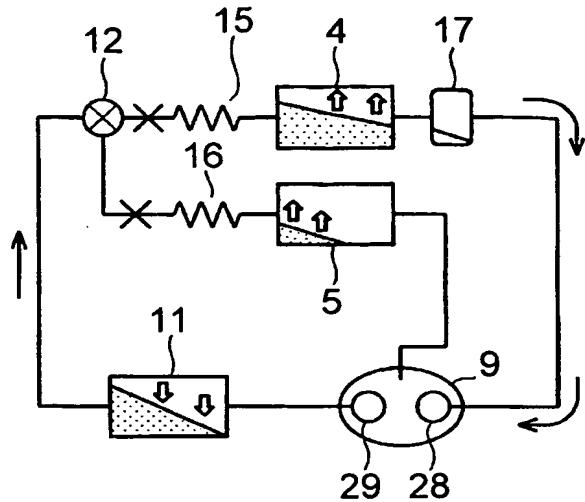


図 32

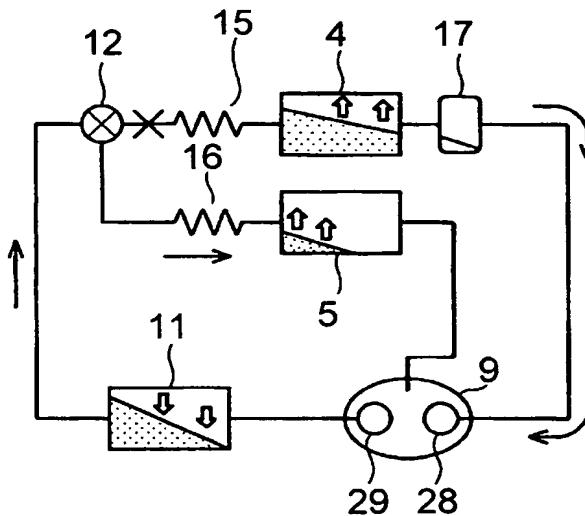


図 33

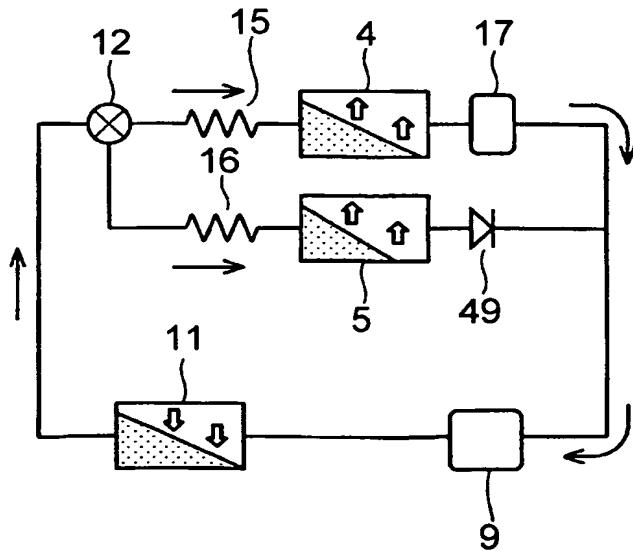
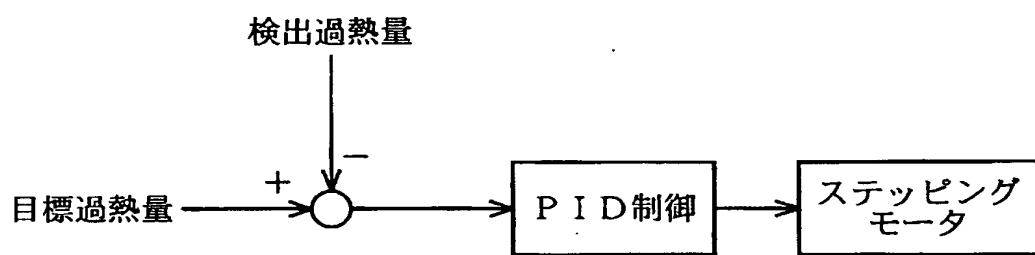


図 34



**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2004/017664

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**  
Int.C1<sup>7</sup> F25B5/02, F25B1/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.C1<sup>7</sup> F25B5/02, F25B1/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2005
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2005	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2001-201235 A (Matsushita Refrigeration Co.), 27 July, 2001 (27.07.01), Par. Nos. [0054] to [0063]; Fig. 1 (Family: none)	1, 3-8, 15, 16
Y	JP 2001-343076 A (Pacific Industrial Co., Ltd.), 14 December, 2001 (14.12.01), Par. No. [0001] (Family: none)	1, 3-8, 15, 16
Y	JP 2001-280786 A (Sharp Corp.), 10 October, 2001 (10.10.01), Claim 1 (Family: none)	1, 3-8, 15, 16

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	
"A"	document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E"	earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L"	document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O"	document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P"	document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T"	later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X"	document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y"	document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&"	document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
24 February, 2005 (24.02.05)

Date of mailing of the international search report  
15 March, 2005 (15.03.05)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/017664

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 4-297757 A (Mitsubishi Electric Corp.), 21 October, 1992 (21.10.92), Par. Nos. [0010] to [0017]; Fig. 1 (Family: none)	1, 3-8, 15, 16
Y	JP 2002-61972 A (Toshiba Corp.), 28 February, 2002 (28.02.02), Par. No. [0002]; Fig. 10 (Family: none)	5
Y	JP 2003-106693 A (Toshiba Corp.), 09 April, 2003 (09.04.03), Par. No. [0020] (Family: none)	7

## A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int. C17 F25B5/02, F25B1/00

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int. C17 F25B5/02, F25B1/00

## 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2005年
日本国実用新案登録公報	1996-2005年
日本国登録実用新案公報	1994-2005年

## 国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 2001-201235 A (松下冷機株式会社) 2001. 07. 27、段落【0054】-【0063】、第1図 (ファミリーなし)	1, 3-8, 15, 16
Y	JP 2001-343076 A (太平洋工業株式会社) 2001. 12. 14、段落【0001】 (ファミリーなし)	1, 3-8, 15, 16
Y	JP 2001-280786 A (シャープ株式会社) 2001. 10. 10、【請求項1】 (ファミリーなし)	1, 3-8, 15, 16

 C欄の続きにも文献が列挙されている。 パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

- 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
- 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
- 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
- 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
- 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

## の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

## 国際調査を完了した日

24. 02. 2005

## 国際調査報告の発送日

15. 3. 2005

## 国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

## 特許庁審査官（権限のある職員）

谷口 耕之助

3M 3332

電話番号 03-3581-1101 内線 3376

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 4-297757 A (三菱電機株式会社) 1992. 10. 21、段落【0010】-【0017】、第1図 (ファミリーなし)	1, 3-8, 15, 16
Y	JP 2002-61972 A (株式会社東芝) 2002. 02. 28、段落【0002】、第10図 (ファミリーなし)	5
Y	JP 2003-106693 A (株式会社東芝) 2003. 04. 09、段落【0020】 (ファミリーなし)	7